

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

В. А. Адамов

СЖИГАНИЕ МАЗУТА В ТОПКАХ КОТЛОВ

WWW.JANKO.FRONT.RU



Ленинград
«Недра»
Ленинградское отделение
1989

Рецензент А. А. М а ш к о в

Адамов В. А.

А 28 Сжигание мазута в топках котлов.— Л.: Недра, 1989.— 304 с.: ил.

ISBN 5—247—00883—9.

Приведены сведения по физико-химическим свойствам мазутов, их транспорту и хранению. Рассмотрены горелочные устройства и форсунки котлов, контрольно-измерительные приборы. Включены разделы по образованию вредных выбросов при сжигании мазута, по коррозии поверхностей нагрева котлов, описаны методы борьбы с этими явлениями. Даны типовые схемы мазутного хозяйства, конструкции мазутных подогревателей, насосов, фильтров, регулирующих и отсечных клапанов.

Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, наладкой и эксплуатацией котлов, работающих на мазуте.

А 2203050000—333 144—89
043(01)—89

ББК 31.35

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ (ПРАКТИЧЕСКОЕ) ИЗДАНИЕ

Адамов Владислав Андреевич

СЖИГАНИЕ МАЗУТА В ТОПКАХ КОТЛОВ

Редактор издательства В. С. Селиванов. Переплет художника В. Т. Левченко

Технический редактор С. А. Кодаш. Корректор О. Г. Попова

ИБ № 7790

Сдано в набор 16.02.89. Подписано в печать 10.07.89. М-23230. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага тип. № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 19. Усл. кр.-отт. 19. Уч.-изд. л. 19,5. Тираж 12 400 экз. Заказ 386/829. Цена 1 р. 30 к. Ордена «Знак Почета» издательство «Недра», Ленинградское отделение. 193171, Ленинград, С-171, ул. Фарфоровская, 18.

Ленинградская типография № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли. 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.

ISBN 5—247—00883—9

© Издательство «Недра», 1989

ПРЕДИСЛОВИЕ

С десятой пятилетки был принят курс на строительство угольных ТЭС большой мощности в районах Сибири и Дальнего Востока вблизи источников угольных бассейнов. Одновременно было принято решение о дальнейшем увеличении добычи газа и росте использования его в энергохозяйствах страны.

Несмотря на все большее использование в абсолютном исчислении мазута как топлива, доля его потребления в общем энергобалансе страны непрерывно сокращается. В настоящее время доля использования мазута на ТЭС составляет 20—25 %. Однако актуальность рационального его сжигания с наибольшим КПД и с наименьшими вредными выбросами, такими как оксиды серы и азота, а также золы, все больше возрастает.

Для подавления оксидов азота используются режимные мероприятия, такие как ввод газов рециркуляции в горелки, многорусность горелок и двухзонное сжигание, разрабатываются установки для улавливания SO₂ и NO_x. Ведется борьба с высокотемпературной и низкотемпературной коррозией с помощью присадок, эмалирования холодных пакетов регенеративного воздухоподогревателя и др.

Вместо строительства ряда дополнительных электростанций модернизируют старые, так как затраты на строительство и доставку топлива обходятся в несколько раз дороже. Используют для сжигания высокосернистые мазуты марки М100 с содержанием серы до 3,2 % и зольностью до 0,15 %.

В настоящее время предпочитают строительство крупных энергоблоков мощностью 300, 500, 800, 1000 и 1200 МВт на закритические параметры пара с более низкими расходами условного топлива на выработку электроэнергии.

Автор выражает благодарность И. М. Левашову, Н. Н. Моховикову и Д. В. Никитину за ценные замечания при просмотре рукописи.

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА НЕФТИ И МАЗУТОВ. ПРИСАДКИ

§ 1.1. НЕФТЬ, ЕЕ СОСТАВ, ПЕРЕРАБОТКА

Сырая нефть является ископаемым жидким топливом. Непосредственно как топливо используется редко, обычно подвергается переработке. На нефтеперерабатывающих заводах из нее получают различные виды жидкого топлива, а также смазочные масла и другие продукты.

Нефть состоит из углеводородов, представляет собой маслянистую густую жидкость коричневого или черного цвета, хотя встречаются и другие цвета, вплоть до белого. Темно-коричневая или черная окраска нефти обусловлена большим содержанием смолистых, углистых и асфальтообразующих веществ.

В настоящее время существуют две теории происхождения нефти: органическая и неорганическая. Органическая, пользующаяся наибольшим признанием, предполагает образование нефти из отмерших остатков растений и животных под действием биохимических процессов при высоких давлениях в пластах (500—1000 бар). Сторонником неорганического происхождения нефти был Д. И. Менделеев, который считал нефть продуктом взаимодействия карбида железа с паром.

Нефть состоит из углеводородов различных гомологических рядов, а также других элементов — кислорода, азота, серы. Углеводороды, входящие в состав нефти, состоят из алканов, цикланов, ароматических углеводородов и из углеводородов гибридного строения.

Алканы, содержащиеся в нефти, при нормальных условиях состоят в основном из жидких компонентов, от пентана C_5H_{12} с температурой кипения около $36^\circ C$ до гексадекана $C_{16}H_{34}$ с температурой кипения $287^\circ C$.

В жидких углеводородах растворены более легкие газообразные при нормальных условиях непредельные углеводороды типа C_nH_{2n+2} , от метана CH_4 до бутана C_4H_{10} . В состав жидких углеводородов входят также тяжелые твердые алканы — от гептодекана $C_{17}H_{36}$ с температурой плавления $22^\circ C$ до гексаконтана $C_{60}H_{122}$ с температурой плавления $102^\circ C$. В нефти также содержатся циклические углеводороды, или нафтенy, с общей формулой C_nH_{2n} : циклопентан C_5H_{10} , циклогексан C_6H_{12} и их

гомологи. Ароматические углеводороды, входящие в состав нефти, состоят из бензола и его гомологов.

В состав нефти также входят: нафталин $C_{10}H_8$ с его гомологами, относящиеся к ароматическим более сложного строения, углеводороды гибридного строения, состоящие из смешанных парафино-циклановых и более сложных соединений, нафтеновые кислоты, содержащие кроме углерода и водорода кислород, нефтяные смолы (в состав которых входит еще и сера), а также асфальтены — твердые аморфные вещества темно-бурого или черного цвета, содержащиеся в нефти в виде истинных или коллоидных растворов.

Асфальтены близки по строению к нефтяным смолам, но отличаются от них большой молекулярной массой, меньшим содержанием водорода и более низкой теплотой сгорания.

Содержание смол в нефти составляет 4—10 %, асфальтенов — 0—4 %, серы — 5—7 %.

В мазуте как в продукте переработки с выделением более легких фракций содержание смол и асфальтенов значительно больше, чем в сырой нефти.

Мазут получают при разгонке сырой нефти в одноступенчатых или двухступенчатых установках. При этом сырая нефть предварительно проходит установки обессоливания, затем в нее добавляют щелочь (процесс защелачивания) для нейтрализации нафтенных кислот, после этого нефть поступает в трубчатые печи, где происходит нагрев ее до температуры $320^\circ C$, из трубчатых печей пары поступают в ректификационные колонны, в которых происходит разделение отгоняемых паров на фракции по температуре кипения.

В результате разгонки в первой ступени получают бензин, керосин, газойль. Остаток после отгонки указанных дистиллятов — мазут с температурой $275^\circ C$ передают во вторую установку, где происходит крекинг-процесс прямогонного мазута, в котором также расщепляются углеводороды на легкие фракции, а тяжелый высоковязкий остаток, если он не отвечает требованиям стандарта, смешивают с необходимым количеством прямогонного мазута, получаемого непосредственно при разгонке нефти.

§ 1.2. СОСТАВ МАЗУТОВ

Элементарный состав. Подобно нефтям, мазуты представляют собой сложные коллоидные соединения, способные образовывать в области температуры застывания псевдокристаллическую структуру, которая характеризуется пониженной текучестью.

В состав мазутов, так же как и нефти, входят углерод, водород, сера, азот и кислород. По элементарному составу мало-

Таблица 1.1
ЭЛЕМЕНТАРНЫЙ СОСТАВ, %, И ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ
НЕКОТОРЫХ ВИДОВ МАЗУТА ПО [43] (МАЗУТ ОБВОДНЕН)

Вид мазута	W ^p	A ^p	S ^p _{общ}	C ^p	H ^p	N ^p + + O ^p	S ^c _{max}	Q ^p _н , кДж/кг
Малосернистый	3,0	0,05	0,3	84,65	11,7	0,3	0,5	40 300
Сернистый	3,0	0,1	1,4	83,8	11,2	0,5	2,0	39 600
Высокосернистый	3,0	0,1	2,8	83,0	10,4	0,7	4,2	38 800

Таблица 1.2
СОСТАВ ГОРЮЧЕЙ МАССЫ, %, НЕКОТОРЫХ МАРОК ТОВАРНЫХ МАЗУТОВ,
ВЫПУСКАЕМЫХ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИМИ ЗАВОДАМИ В 1975—1976 г. [48]

Марки мазутов	H ^r	C ^r	S ^r	N ^r + O ^r
Ф5 сернистый	12,2	85,8	1,7	0,3
Ф12 малосернистый	12,1	87,0	0,3	0,6
М40 малосернистый	11,2	87,4	0,5	0,9
М40 высокосернистый	10,6	86,1	2,8	0,5
М100 сернистый	10,2	87,1	1,7	1,0
М100 высокосернистый	10,3	86,3	2,8	0,6

сернистый мазут практически не отличается от нефти, из которой он получен. Для высокосернистого мазута характерным является пониженное по сравнению с нефтью содержание углерода и водорода. С увеличением плотности мазута и крекинг-остатков уменьшаются соотношение водорода и углерода и теплота сгорания. Содержание азота в мазуте несколько выше, чем в сырой нефти. Примерный элементарный состав мазутов и состав их горючей массы приведены в табл. 1.1 и 1.2.

Углеводородные соединения. Являются основными компонентами мазутов, получаемых при прямой перегонке нефти. К ним относятся ароматические, циклические и полициклические соединения, а также ациклические соединения предельного ряда

(олефины). Крекинг-мазуты содержат в основном полициклические углеводороды и углеводороды непредельного ряда, а также продукты их полимеризации и конденсации.

В асфальтосмолистые вещества мазутов входят смолы, асфальтены, присутствующие в нефти, карбены и карбоиды — твердые продукты асфальтосмолистого характера, образующиеся при крекинг-процессе. Смолы относятся к высокомолекулярной части нефти и имеют следующий элементарный состав, %: С 84,75; Н 8,40; S 2,5; О 4,35 [7]. Плотность смол составляет около 1 г/см³, молекулярная масса 550—850. В мазутах содержание смол находится в пределах 8—14 %.

Особенностью асфальтосмолистых веществ является их неодинаковая растворимость. Асфальтены растворяются во многих органических растворителях, карбены — только в сероуглероде, а карбоиды не растворяются никакими растворителями, в связи с чем их обычно называют коксом. Относительная плотность карбоидов $\rho_4^{20} = 1,228$, зольность на сухую массу $A^c = 7,24$ %, выход летучих $V^r = 15,3$ %, содержание углерода, водорода, серы и азота соответственно 87,52, 4,84, 1,17 и 0,57 % [7]. Концентрация карбоидов в мазутах около 2 %. При содержании более 1 % карбоиды склонны к выпадению из массы мазута и образованию коксовых отложений на трубах, поверхности баков и в форсунках.

С ростом плотности мазутов количество асфальтосмолистых веществ в мазуте возрастает, возрастает и его вязкость.

Минеральные примеси и зольность. В минеральные примеси входят соли щелочных металлов (растворимые в воде, извлеченной вместе с нефтью), а также металлоорганические соединения, являющиеся составной частью горючей массы топлива и содержащие атомы ванадия, никеля, железа и др.

При сгорании минеральных примесей образуются оксиды, составляющие большую или меньшую часть золы. В золе мазутов содержатся следующие оксиды, %: V₂O₅ 0,01—0,03; SiO₂ 0,001—0,008; Fe₂O₃ 0,001—0,02; CaO 0,01—0,1; MgO 0,001—0,01; Na₂O 0,02—0,08.

Сернистые соединения. В мазуте сера входит в состав сероорганических соединений (меркаптаны, сульфиды, тиофаны, дисульфиды, полисульфиды, тиофены), хорошо растворимых в углеводородах, а также в виде растворимых в углеводородах сероводорода и элементарной серы. Элементарная сера в сырых нефтях содержится до 1 % и более, как в аморфном, так и в кристаллическом виде, растворима в углеводородных смесях. При температуре выше 150 °С элементарная сера может взаимодействовать с некоторыми углеводородами с образованием сероводорода и других новых сернистых соединений.

«Остаточная» сера нефтей и нефтепродуктов (до сих пор почти не изученная) концентрируется в наиболее тяжелой, высо-

комолекулярной части нефти и нефтепродуктов, в основном в асфальтосмолистых соединениях. Исследованиями установлено, что практически вся «остаточная» сера высокомолекулярной части нефти входит в структуру циклических соединений; эти соединения наряду с серой могут содержать кислород, азот, металлы (ванадий, натрий, магний, железо и др.). Этим, по-видимому, объясняется тот факт, что тяжелые высокосмолистые сернистые нефти и получаемые из них мазуты содержат одновременно значительное количество ванадия.

Вода в мазутах. Содержание воды в мазутах колеблется в пределах от 0,5—1 до 3—5 %, а в отдельных случаях и выше (обводненные мазуты). Как правило, содержание воды в мазутах, отправляемых потребителю, не превосходит норм, предусмотренных ГОСТ 10585—75*. Однако при сливе их из цистерн и разогреве паром влажность их повышается до 4—10 %, а при разогреве паром высоковязких мазутов в зимнее время — до 15—20 % [7].

У обводненных мазутов понижается низшая теплота сгорания, увеличивается коррозионная активность по отношению к мазутопроводам; работа на обводненных мазутах усложняет эксплуатацию котлоагрегата и мазутного хозяйства.

§ 1.3. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МАЗУТОВ

Теплота сгорания. Это количество тепла, выделяющегося при полном сгорании топлива. Различают низшую и высшую теплоту сгорания. Низшая теплота сгорания $Q_{\text{н}}$ меньше высшей $Q_{\text{в}}$ на то количество тепла, которое затрачивается на испарение воды, образующейся при сгорании топлива, а также влаги, содержащейся в нем.

Теплота сгорания мазутов зависит от отношения содержания водорода и углерода, а также от содержания в топливе серы, кислорода, азота. Чем ниже отношение Н/С и выше содержания S, O, N, являющихся своего рода балластом топлива, тем ниже теплота сгорания. Чем больше в топливе смол и асфальтенов, тем меньше отношение Н/С и выше содержания S и O. Этим объясняется более низкая теплота сгорания прямогонных мазутов, получаемых непосредственно при крекинге нефти.

Теплота сгорания обезвоженных мазутов колеблется от 39 до 41,5 мДж/кг в зависимости от состава.

Низшая теплота сгорания, чаще всего используемая в технических расчетах, может быть подсчитана по формуле Менделеева

$$Q_{\text{н}}^{\text{P}} = 0,34C^{\text{P}} - 1,03H^{\text{P}} + 0,11(S^{\text{P}} + O^{\text{P}}) - 0,025W^{\text{P}}, \quad (1.1)$$

где C^{P} , H^{P} , S^{P} и W^{P} выражены в процентах.

Погрешность формулы Менделеева не превышает 2 %.

Теплоту сгорания можно также определить опытным путем, сжигая взвешенный образец в калориметрической бомбе.

Плотность. Имеет значение для определения массы топлива по занимаемому объему. Плотность в сочетании с вязкостью определяют условия отставания воды из мазутов и осаждения механических примесей. Обычно пользуются относительной плотностью ρ_4^{20} — отношением плотности мазута при 20 °С к плотности воды при 4 °С. Относительная плотность прямогонных мазутов не превышает 0,95, относительная плотность крекинг-мазутов составляет 1,0—1,06.

Для мазутов, полученных из одного и того же сырья, плотность зависит от вязкости: увеличивается с увеличением вязкости.

Плотность при разной температуре можно определить по формулам

$$\rho^t = \rho^{20} - \beta'(t - 20) \quad (1.2)$$

или

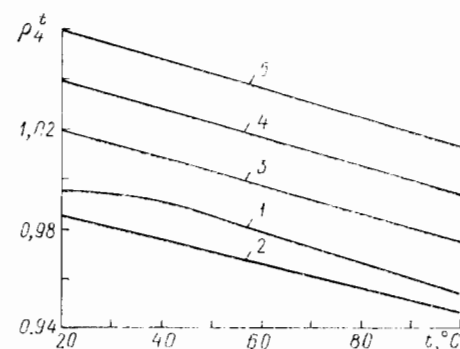
$$\rho^t = \rho^{20} [1 - \beta(t - 20)], \quad (1.3)$$

где β' — коэффициент расширения; β — коэффициент объемного расширения (табл. 1.3).

Таблица 1.3
ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ β' И β ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ПЛОТНОСТЯХ

ρ_4^{20}	β' , кг/(м ³ ·°С)	β , 1/°С	ρ_4^{20} , кг/м ³	β' , кг/(м ³ ·°С)	β , 1/°С
1010—1019,9	0,489	0,000482	940—949,9	0,581	0,000615
1000—1009,9	0,502	0,000499	930—939,9	0,594	0,000635
990—999,9	0,515	0,000518	920—929,9	0,607	0,000656
980—989,9	0,528	0,000536	910—919,9	0,620	0,000677
970—979,9	0,541	0,000555	900—909,9	0,633	0,000699
960—969,9	0,554	0,000574	890—899,9	0,647	0,000722
950—959,9	0,567	0,000597	880—889,9	0,660	0,000746

Рис. 1.1. Изменение относительной плотности ρ_4^t крекинг-мазутов, мазута М100 и воды от температуры t [7].
1 — вода; 2 — мазут М100; 3—5 — крекинг-мазуты с относительной плотностью 1,02, 1,04 и 1,06.



С повышением температуры относительная плотность мазутов уменьшается (рис. 1.1). Влияние давления на плотность незначительно.

При плотности мазутов значительно ниже воды отстой его протекает сравнительно быстро (не превышает 100—200 ч). При $\rho_{420} = 0,98 \div 1,01$ время отстоя значительно превышает 200 ч. При плотности около 1,05 мазут располагается в резервуарах ниже воды и отстой его практически невозможен.

Вязкость. Это свойство жидкостей оказывать сопротивление перемещению ее слоев относительно друг друга; как техническая характеристика относится к числу важнейших показателей качества мазута, в связи с чем она положена в основу маркировки мазутов. Вязкостью определяются длительность и способы сливных и наливных операций, условия транспортировки топлива, а также эффективность работы форсунок. Она влияет на скорость осаждения механических примесей, на время и полноту отстаивания в емкостях от воды.

Условной вязкостью называют отношение времени непрерывного истечения 200 см³ продукта при определенной температуре к времени истечения воды того же объема при температуре 20 °С. Однако при определении условной вязкости вискозиметром мазутов М100 вследствие значительной вязкости и трудности поддержания одинаковой температуры мазута в термостате нарушается режим истечения из капилляра (при вязкости более 20° ВУ мазут начинает капать), что приводит к значительной погрешности измерений.

Динамическая вязкость может быть определена вискозиметром Гепплера, рекомендуемым ВТИ, по времени качения шарика по наклонной плоскости в исследуемой жидкости по формуле

$$\mu = c\tau(\rho_{ш} - \rho_{ж}),$$

где c — постоянная шарика, константа; τ — время качения шарика; $\rho_{ш}$ и $\rho_{ж}$ — плотности шарика и исследуемой жидкости.

В технических расчетах часто применяют понятие «кинематическая вязкость», представляющую собой динамическую вязкость, отнесенную к плотности: $\nu = \mu/\rho$.

Перевод условной вязкости в динамическую и кинематическую можно осуществить по следующим формулам:

$$\mu = \rho \left(0,0073 \text{ ВУ}_t - \frac{0,0063}{\text{ВУ}_t} \right); \quad (1.4)$$

$$\nu = 0,073 \text{ ВУ}_t - \frac{0,063}{\text{ВУ}_t}, \quad (1.5)$$

где ρ — плотность топлива, т/м³.

Вязкость мазутов в значительной степени зависит от температуры. Зависимость кинематической вязкости от температуры

для мазута М100 хорошо подчиняется уравнению Вальтера для нефтепродуктов

$$\lg \lg (\nu \cdot 10^6 + 0,8) = A - B \lg (t + 273), \quad (1.6)$$

где $A = 9,8555$, $B = 3,745$.

Из уравнения Вальтера

$$\nu = [10^{7,17 \cdot 10^9 / (t + 273)^{3,745} - 0,8}] \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1.7)$$

По номограмме (рис. 1.2) можно по температуре определить условную вязкость различных марок мазутов, а по графику на рис. 1.3 или по табл. 1.4 осуществить перевод условной вязкости в кинематическую и наоборот.

Из рис. 1.2 видно, что при высоких температурах вязкость меняется значительно слабее, чем при низких температурах.

По условиям транспортирования топлива по трубам, а также для качественного распыливания топлива форсунками необходимо, чтобы мазут был нагрет до определенной температуры.

Таблица 1.4
ПЕРЕВОД КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ В УСЛОВНУЮ

Вязкость					
мм ² /с	ВУ	мм ² /с	ВУ	мм ² /с	ВУ
1.00	1.00	23.4	3.36	43.2	5.92
2.00	1.10	24.2	3.46	43.8	6.00
3.00	1.20	25.0	3.56	44.6	6.10
4.10	1.30	25.8	3.65	45.4	6.21
5.10	1.40	26.6	3.76	46.2	6.31
6.20	1.50	27.4	3.86	47.0	6.42
7.30	1.60	28.0	3.95	47.8	6.52
8.30	1.70	28.8	4.05	48.6	6.62
9.40	1.80	29.6	4.15	49.4	6.73
10.4	1.90	30.4	4.25	50.2	6.83
11.4	2.00	31.2	4.35	51.0	6.94
12.4	2.09	32.0	4.46	51.8	7.04
13.4	2.19	32.8	4.56	52.4	7.12
14.4	2.30	33.6	4.66	53.0	7.20
15.0	2.37	34.4	4.77	53.8	7.30
16.0	2.48	35.2	4.87	54.6	7.41
16.6	2.55	36.0	4.98	55.4	7.52
17.4	2.65	36.8	5.08	56.2	7.62
18.4	2.76	37.6	5.18	57.0	7.73
18.8	2.81	38.4	5.29	57.8	7.83
19.6	2.90	39.2	5.39	58.4	7.91
20.4	2.99	40.0	5.50	59.0	8.00
21.0	3.07	40.8	5.60	59.6	8.08
21.8	3.17	41.6	5.70	60.4	8.18
22.6	3.27	42.4	5.81	61.2	8.28

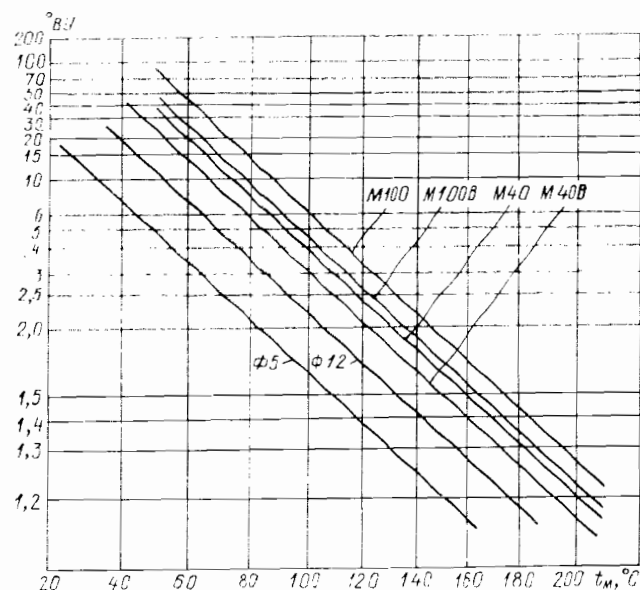


Рис. 1.2. Номограмма ВТИ для определения условной вязкости мазутов различных марок [11].

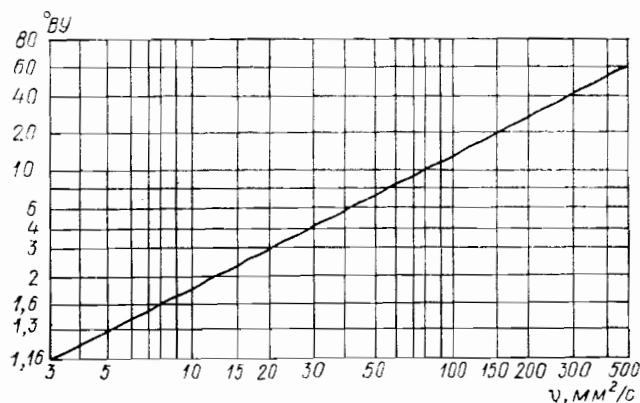


Рис. 1.3. График перевода кинематической вязкости ν в условную [14].

Недогрев топлива ухудшает транспортирование его по трубопроводам и ухудшает качество распыливания, перегрев может вызвать испарение его, вспенивание и, как следствие, работу форсунок с пульсацией и возможность воспламенения в топливных баках.

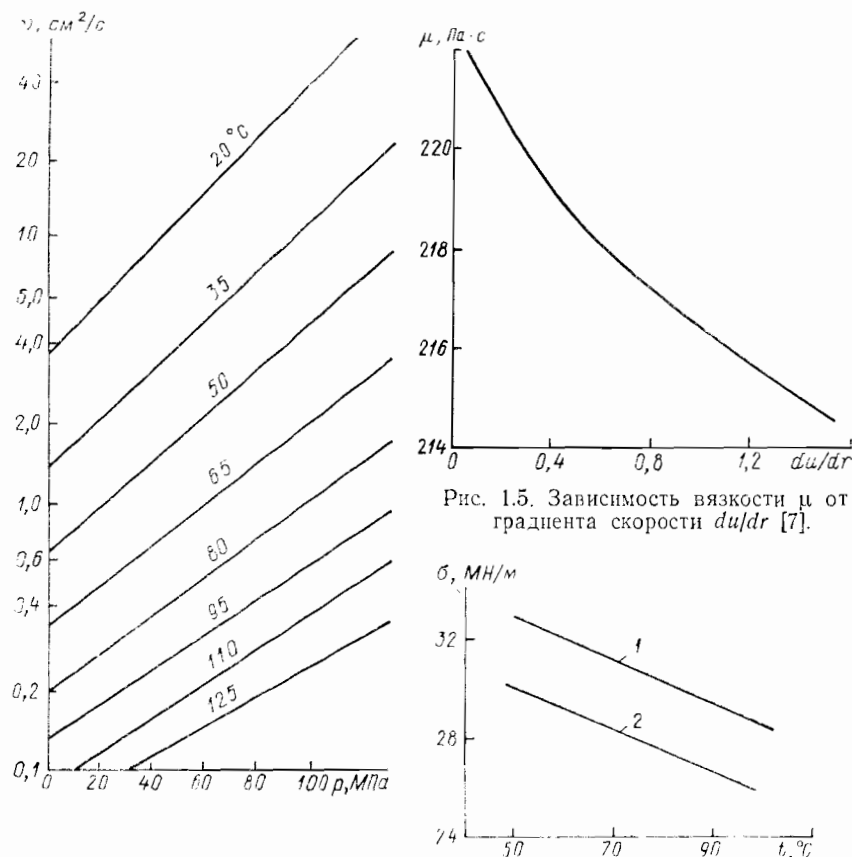


Рис. 1.4. Зависимость вязкости мазута μ от давления p (для мазута с $\rho_{4^{20}}=0,888$ и $\nu_{50}=0,65 \cdot 10^{-4}$ м²/с) (по данным Ландберга [7]).

Рис. 1.5. Зависимость вязкости μ от градиента скорости du/dr [7].

Рис. 1.6. Зависимость поверхностного натяжения σ от температуры t [7].
1 — грозненский крекинг-мазут ($BU_{50}=31,4^\circ$ ВУ); 2 — прямогонный мазут ($BU_{50}=4,94^\circ$ ВУ).

С ростом давления в связи с физической деформацией молекул, химическими реакциями конденсации и полимеризации углеводородов происходит увеличение вязкости мазутов.

На рис. 1.4 приведена зависимость вязкости от давления для мазута с $\rho_{4^{20}}=0,888$ и $\nu_{50}=0,65 \cdot 10^{-4}$ м²/с [7].

По З. И. Геллеру [16]

$$\mu_p = \mu_0 (1 + \alpha_t p), \quad (1.8)$$

где μ_p и μ_0 — вязкость при давлении p и атмосферном давлении; $\alpha_t = 1,7 \cdot 10^{-2}$ — постоянная в интервале температур 100—150 °C.

С ростом скорости в трубопроводе наблюдается некоторое увеличение вязкости (рис. 1.5).

Поверхностное натяжение. Это сила сцепления между поверхностными молекулами жидкости, отнесенная к единице длины свободной поверхности. Силы поверхностного натяжения жидкости оказывают сопротивление силам, стремящимся ее разрушить; поэтому, чем больше поверхностное натяжение, тем труднее распылить жидкость.

Поверхностное натяжение связано с вязкостью: чем выше вязкость жидкости, тем больше поверхностное натяжение. Так же как вязкость, поверхностное натяжение зависит от температуры: чем выше температура, тем ниже поверхностное натяжение. Вязкость с увеличением температуры падает значительно больше, чем поверхностное натяжение. Так, при повышении температуры на 30 °С поверхностное натяжение уменьшается на 4—4,5 %, а вязкость уменьшается в 3—20 раз.

На рис. 1.6 показана зависимость поверхностного натяжения мазутов и крекинг-остатков от температуры.

Температура вспышки. Такой температурой принято называть температуру начала обильного выделения паров из топлива, которые могут вспыхнуть при поднесении к ним пламени. Если же при поднесении к топливу пламени происходит вспышка паров и горение самого топлива в течение не менее 5 с, то соответствующая температура топлива называется температурой воспламенения. Температура самовоспламенения, при которой происходит самовоспламенение топлива, значительно выше температуры вспышки и температуры воспламенения; для нефтепродуктов она составляет 500—600 °С. Температура воспламенения не намного выше температуры вспышки. Для одного и того же нефтепродукта разность между ними составляет 60—70 °С.

Прямогонные мазуты, не содержащие парафинов, имеют температуру вспышки 135—235 °С, парафинистые мазуты 60 °С, температура вспышки высоковязких крекинг-остатков 185—243 °С. У нефтяных топлив, не содержащих легких фракций, повышенная температура вспышки соответствует повышенной температуре начала кипения. У прямогонных мазутов температура начала кипения 196—320 °С, а у крекинг-остатков 240—335 °С. У сырых нефтей температура вспышки значительно ниже, так, у арланской нефти она составляет 20—40 °С.

Определение температуры вспышки производится для установления максимально допустимой температуры подогрева топлива по условиям пожарной безопасности в открытых, не изолированных от воздуха, емкостях. Температура подогрева топлива в них должна быть на 10 °С ниже температуры вспышки. В открытых баках даже высоковязкий крекинг-мазут не рекомендуется подогревать выше 95 °С.

Обслуживание мазутного хозяйства, работающего на топливах с низкой температурой вспышки, связано с рядом трудностей: возрастает пожароопасность, ухудшаются условия труда из-за выделения вредных паров, возникают перебои при всасывании мазутов насосами, а также может наблюдаться вспенивание при подогреве, особенно у обводненных мазутов.

Температура застывания. Мазут, как и любой нефтепродукт, не имеет строго определенной температуры застывания. Со снижением температуры происходит постепенное загустевание вследствие снижения подвижности коллоидов и выделения из растворов твердых углеводородов, растворенных в нем,— парафинов и церезинов. Чем больше парафинистых соединений в мазуте, тем выше температура застывания; так, у мазутов из высокопарафинистых нефтей температура застывания достигает 42 °С.

Температура застывания связана с вязкостью: чем выше вязкость, тем выше температура застывания. Температура застывания определяет условия перекачиваемости топлива.

Большую роль в текучести и застывании нефтепродуктов, особенно у крекинг-остатков, играют реологические свойства— свойства вязкостных изменений при воздействии повышения температуры и механического воздействия. Так, под действием механических нагрузок или подогреве с последующим охлаждением разрушается твердая структура углеводородных соединений и приобретает текучесть.

Теплоемкость. По формуле ВТИ теплоемкость можно определить из выражения

$$c_t = 1738 + 2,5t. \quad (1.9)$$

Наименьшую погрешность при вычислении теплоемкости формула дает при относительной плотности крекинг-остатков с $\rho_4^{20} \approx 1,0$; для мазута с $\rho_4^{20} = 0,9$ погрешность вычисления теплоемкости по этой формуле составляет около 7 % [7].

Ц. С. Крего [7] рекомендует вычислять теплоемкость нефтепродуктов с $t = 0 \div 420$ °С и $\rho_4^{20} = 0,72 \div 0,95$ по формуле

$$c_t = 1/\sqrt{\rho_{15}^{15}} (1687 + 3,39t), \quad (1.10)$$

где ρ_{15}^{15} —относительная плотность нефтепродуктов при 15 °С (по отношению к плотности воды с той же температурой).

Теплоемкость, вычисленная по этой формуле, отличается от экспериментальной на 2,5—3,5 % [7].

Коэффициент теплопроводности. При стандартных условиях (760 мм рт. ст. и 20 °С) коэффициент теплопроводности нефтепродуктов составляет $\lambda = 0,12 \div 0,16$ Вт/(м·К). Зависимость коэффициента теплопроводности нефтепродуктов от температуры

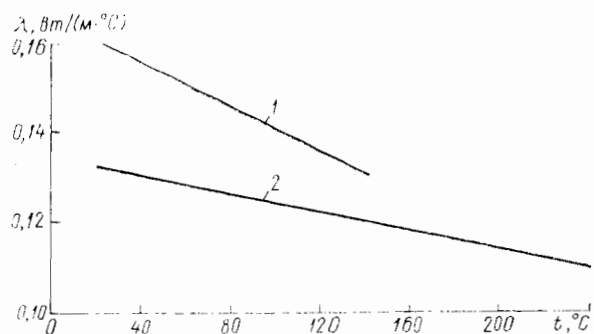


Рис. 1.7. Зависимость коэффициента теплопроводности λ от температуры t [7].

1 — высоковязкий крекинг-остаток, $\rho_4^{20} = 1,058$, $BU_4 = 189^\circ BU$; 2 — мазут прямойгонки, $\rho_4^{20} = 0,910$, $BU_4 = 30^\circ BU$.

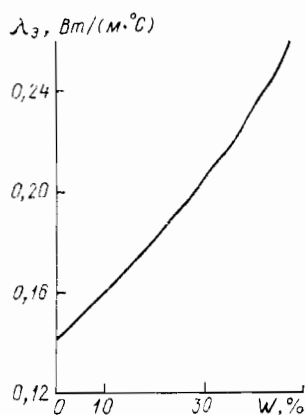


Рис. 1.8. Зависимость коэффициента теплопроводности λ_3 от содержания влаги W [7].

по данным З. И. Геллера, Н. В. Варгафтика и Н. В. Цедерберга показана на рис. 1.7 [7].

Для крекинг-остатков в интервале температур $t = 20 \div 135^\circ C$

$$\lambda_t^K = \lambda_{20}^K - a(t - 20), \quad (1.11)$$

где $a = 0,21 \cdot 10^{-3}$ Вт/(м·K²) — температурный коэффициент теплопроводности крекинг-остатков.

Для мазутов прямойгонки и маловязких крекинг-остатков при $BU \leq 100^\circ BU$ $a = 0,13 \cdot 10^{-3}$ Вт/(м·K²).

На основе экспериментальных данных З. И. Геллера с учетом корреляции коэффициента теплопроводности по теплоемкости и плотности предложена формула

$$\lambda_t = 8,6 \cdot 10^{-9} c_p \rho_t^{4/3} - 0,012. \quad (1.12)$$

При расчете коэффициентов теплопроводности тяжелых нефтепродуктов средняя ошибка вычисления по этой формуле составляет 3 %, максимальная 7 % [7].

Для водомазутных эмульсий по работе [6]

$$\lambda_3 = \lambda_M \frac{1 + (1 - (\lambda_M/\lambda_B) K) V_B}{1 + (K - 1) V_B}, \quad (1.13)$$

где λ_3 , λ_M , λ_B — коэффициенты теплопроводности эмульсии, мазута, воды; V_B — объемная доля воды в эмульсии; коэффициент $K = 3\lambda_M / (2\lambda_M + \lambda_B)$.

На рис. 1.8 приведена зависимость λ_3 от W для мазута М40 [6]. Теплопроводность эмульсий при $W < 40\%$ мало зависит от температуры.

§ 1.4. МАРКИ И КЛАССИФИКАЦИЯ МАЗУТОВ

В соответствии с ГОСТ 10585—75* для мазутов, получаемых посредством переработки нефти и предназначенных для транспортных и стационарных котельных и технологических установок, установлены следующие марки: флотский Ф5 с государственным Знаком качества; флотский Ф5; флотский Ф12 с государственным Знаком качества; флотский Ф12; топочный с государственным Знаком качества М40В; топочный М40; топочный с государственным Знаком качества М100В; топочный М100.

Флотские мазуты относятся к категории легких. М40 — к категории средних топлив. М100 — к категории тяжелых мазутов. Технические требования и нормы качества для различных марок мазутов приведены в табл. 1.5.

По содержанию серы мазуты подразделяются на малосернистые ($S^p \leq 0,5\%$), сернистые ($S^p = 0,5 \div 2,0\%$) и высокосернистые ($S^p = 2,5 \div 3,5\%$). В отдельных случаях (при переработке высокосернистых нефтей) допускается содержание серы в мазуте до 4,3 %.

Некоторые средние значения качества мазутов М40 и М100 приведены в табл. 1.6.

Физические свойства мазутов Ф12 и М40 при различных температурах приведены в табл. 1.7 и 1.8.

§ 1.5. ПРИСАДКИ, СПОСОБЫ ВВОДА ИХ

Наличие в мазутах серы, а также различных минеральных составляющих в золье топлива (солей, оксидов и т. д.) обуславливает коррозию поверхностей нагрева и возникновение на них прочных отложений, сокращающих эксплуатационную кампанию между чистками и ремонтами парогенераторов. С целью уменьшения сернокислотной коррозии, уменьшения отложений и изменения структуры отложений применяют присадки.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ И НОРМЫ КАЧЕСТВА МАЗУТОВ ПО ГОСТ 10585-75*

Показатели	Ф5 со Знаком качества	Ф5	Ф12 со Знаком качества	Ф12	М10В со Зна- ком качества	М10	М10В со Зна- ком качества	М100	Методы испытаний
Вязкость при 50 °С, не более: условная, °ВУ	4,0	5,0	12,0	12,0	—	—	—	—	По ГОСТ 6258-85
соответствующая ей кинематическая, мм ² /с	29	36,2	89	89	—	—	—	—	По ГОСТ 33-82*
Вязкость при 80 °С, не более: условная, °ВУ	—	—	—	—	6,0	8,0	10,0	16,0	По ГОСТ 6258-85
соответствующая ей кинематическая, мм ² /с	—	—	—	—	43,8	59,0	73,9	118,0	По ГОСТ 33-82*
Вязкость динамическая при 0 °С, Па·с, не более	2,7	2,7	—	—	—	—	—	—	По ГОСТ 1929-87
Зольность, %, не более	0,01	0,05	0,07	0,10	0,04	0,12	0,05	0,14	По ГОСТ 1461-75
Массовая доля механических примесей, %, не более	0,07	0,10	0,07	0,12	0,07	0,80	0,20	1,5	По ГОСТ 6370-83
Массовая доля серы, %, не более: для малосернистых для сернистых для высокосернистых	1,5	2,0	—	—	0,5	0,5 2,0 3,5	0,5 2,0 —	0,5 2,0 3,5	По ГОСТ 1437-75* или по ГОСТ 1431-85

Коксуемость, %, не более	6,0	6,0	6,0	6,0	—	—	—	—	По ГОСТ 19932-74
Температура вспышки, °С, не более: в закрытом тигле	80	80	90	90	—	—	—	—	По ГОСТ 6356-75*
в открытом тигле	—	—	—	—	90	90	110	110	По ГОСТ 4333-81
Температура застывания, °С, не более	7	5	8	8	10	10	25	25	По ГОСТ 20287-74
То же, для мазута из высокосерафинистых нефтей	—	—	—	—	25	25	42	42	—
Теплота сгорания низшая в пересчете на сухое топливо (небракующая), кДж/кг, не менее:	—	—	—	—	—	—	—	—	—
для малосернистого и сернистого мазутов	41 454	41 454	41 454	41 454	40 740	40 740	40 530	40 530	По ГОСТ 21261-75
для высокосернистого мазута	—	—	—	—	39 900	39 900	—	39 900	—
Плотность при 20 °С, г/см ³ , не более	0,910	0,955	0,930	0,960	0,965	0,965	1,015	1,015	По ГОСТ 3900-85

Примечания. 1. Водорастворимые кислоты и щелочи в соответствии с ГОСТ 6367-75, должны отсутствовать во всех мазутах. 2. Для мазута, прошедшего водные перековки или сбитого при подогрете острым паром, устанавливается норма содержания воды для мазута марки Ф12, которому присвоен государственный знак качества, и Ф12 не более 2 %, для марок М10В, М10, М100В и М100 не более 5 %. 3. Допускается по согласованию с потребителем из исключенных марок поставлять мазут марки М10В и М100, выработанные из бакенских нефтей, с зольностью до 0,5 %, марки Ф12 — с зольностью до 0,15 %. 4. Для мазутов марок М10 и М100В, выработанных из арлан-чекмагузской, оренбургской, прикаспийской серповодской и бугурусланской нефтей, устанавливается норма содержания серы не более 4,3 %. 5. Допускается по согласованию с потребителем поставлять в I и IV кварталах мазут марок М10В, М10, М100В и М100, изготовленный из высокосерафинистых нефтей, и мазут марок М100В и М100 не поставляется для судовых котельных установок. 7. Плотность мазутов определяется только при поставке на экспорт.

Таблица 1.6

СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МАЗУТОВ ОДИНАКОВЫХ МАРК,
ВЫРАБАТЫВАЕМЫХ НА РАЗНЫХ ЗАВОДАХ, ЗА 1975—1976 гг. [48]

Показатели	Мазут марки М10			Мазут марки М100		
	максимальный	средний	минимальный	максимальный	средний	минимальный
Плотность ρ_{40}^{20}	0,910	0,931	0,944	0,915	0,934	0,958
Вязкость условная при 80 °С, °ВУ	2,31	3,56	5,75	5,32	5,65	8,95
Содержание серы, %	0,38	1,79	2,53	0,42	1,76	2,60
Зольность, %	0,027	0,032	0,055	0,032	0,037	0,073
Влажность, %	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Содержание механических примесей, %	0,119	0,103	0,174	0,044	0,122	0,124
Температура вспышки, °С	118	117	128	148	135	135
Температура застывания, °С	-15	-12	-14	-31	-21	-22
Теплота сгорания сухой массы $Q_{\text{н}}$, кДж/кг	41 450	41 200	40 950	41 620	41 220	40 780

В настоящее время твердые минеральные порошкообразные присадки (каустический магnezит и др.) заменяют на жидкие минеральные и органические, вводимые в мазут в системе мазутного хозяйства. Применяемые ранее органические присадки ВНИИНП-102 и ВНИИНП-103, как показали работы ВТИ и Башкирэнерго [40] на котлах ТП-170, ТП-230, ТГМ-84, не дали практических результатов по снижению коррозии и загрязнения воздухоподогревателей. Антикоррозионными действиями (по данным Е. И. Сухарева и И. С. Павлова) обладает полученная на основе присадки ВНИИНП-102 добавленным азотистых соединений органическая присадка ВНИИНП-106, разработанная ЦКТИ [40].

На ТЭС присадка ВНИИНП-106 поступает в цистернах. Слив ее из цистерн осуществляется с помощью установок герметического слива на эстакаде приемно-сливных устройств мазутного хозяйства при строгом соблюдении специальных мер по технике безопасности, так как она представляет собой горючую жидкость и токсичную даже при небольших концентрациях. В резервуарах склада присадка подогревается змеевиковыми подогревателями паром 0,6 МПа и подается насосами-дозаторами в основ-

Таблица 1.7

ФИЗИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ МАЗУТА Ф12 В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ

Температура мазута $t_{\text{м}}$, °С	Плотность ρ , кг/м ³	Теплоемкость C_p , кДж/кг·°С	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/м·°С	Коэффициент кинематической вязкости ν , мм ² /с	Коэффициент динамической вязкости μ , Па·с	Коэффициент температуропроводности a , см ² /с	Критерий Прандтля Pr
5	938	1,765	0,1256	—	—	2,98	—
10	935	1,782	0,1252	1900	1,7756	3,12	25 300
15	932	1,80	0,1249	1220	1,059500	3,24	14 000
20	929	1,816	0,1246	730	0,6298	3,45	9 180
25	925	1,835	0,1243	450	0,42375	3,53	6 950
30	923	1,852	0,1239	320	0,29528	3,65	4 430
35	920	1,870	0,1236	230	0,20012	3,78	3 060
40	917	1,887	0,1232	158	0,14440	3,89	2 215
45	914	1,904	0,1229	112	0,10497	4,01	1 620
50	911	1,920	0,1226	87	0,07956	4,14	1 250
55	908	1,94	0,1222	64	0,06062	4,28	960
60	905	1,956	0,1219	52	0,04689	4,4	755
65	902	1,974	0,1216	40	0,03688	4,51	590
70	899	1,993	0,1212	32,2	0,02884	4,64	472
75	895	2,01	0,1209	26,6	0,02443	4,75	410
80	893	2,028	0,1206	22,2	0,00219	4,86	368
85	890	2,046	0,1203	18,8	0,00168	4,97	300
90	887	2,062	0,1199	15,8	—	5,11	240
95	884	2,08	0,1196	13,9	—	5,21	208
100	880	2,099	0,1192	11,8	—	5,34	183

ные резервуары мазута на все перекачивающих насосов. Температура ее при вводе в мазут должна быть не ниже 50 °С.

Присадка воздействует на характер и структуру золыстых отложений, снижает их каталитическую активность, понижает коррозионную активность в низкотемпературной зоне. В полной мере присадка коррозию не снимает; она обладает мощными качествами и действует по всему тракту от места ввода до форсунок, уменьшая осадкообразование в резервуарах и трубопроводах. Расход присадки составляет 1,5—2 кг на 1 т мазута. Изготавливается Донецким фенольным заводом.

На ТЭС также применяется жидкая минеральная присадка, разработанная ВТИ. Присадка ВТИ-4ст представляет собой 10 %-ный водный раствор хлористого магния $MgCl_2$, который доставляется упакованным в мешках массой по 50 кг в железнодорожных вагонах в виде бишофита $MgCl_2 \cdot 6H_2O$ с содержанием 47 % чистого $MgCl_2$ [45].

Типовая схема ввода жидкой присадки, разработанная для мощных ТЭС, приведена на рис. 1.9. Из вагонов бишофит

Таблица 1.8

ФИЗИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ МАЗУТА М40 В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ

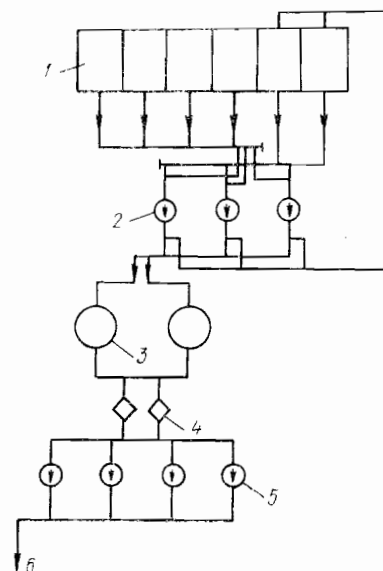
Температура мазута $t_m, ^\circ\text{C}$	Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	Теплоемкость $c_p, \text{кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}$	Коэффициент теплопроводности $\lambda, \text{Вт/м}\cdot^\circ\text{C}$	Коэффициент кинематической вязкости $\nu, \text{мм}^2/\text{с}$	Коэффициент динамической вязкости $\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$	Коэффициент температуропроводности $a, \text{см}^2/\text{с}$	Критерий Прандтля Pr
5	968	1,74	0,1217	—	—	2,93	—
10	965	1,758	0,1214	—	—	3,06	—
15	962	1,772	0,1210	8400	—	3,19	—
20	959	1,79	0,1208	4500	—	3,31	64 000
25	956	1,808	0,1204	2500	2,38972	3,46	36 000
30	953	1,823	0,1201	1500	1,43030	3,59	21 650
35	951	1,842	0,1197	980	0,90252	3,71	14 000
40	948	1,86	0,1194	650	0,61509	3,81	9 600
45	945	1,878	0,1190	455	0,41496	3,94	6 700
50	942	1,895	0,1188	320	0,30117	4,05	4 800
55	939	1,912	0,1185	230	0,20797	4,19	3 600
60	937	1,93	0,1181	170	0,15892	4,3	2 600
65	934	1,947	0,1178	128	0,11379	4,42	1 920
70	931	1,964	0,1174	95	0,08839	4,52	1 475
75	928	1,982	0,1171	77	0,07034	4,64	1 180
80	925	2,00	0,1168	60	0,05542	4,76	945
85	922	2,017	0,1165	48,4	0,04424	4,85	780
90	920	2,034	0,1161	39	0,03580	5,0	628
95	917	2,051	0,1160	32,2	0,02884	5,1	525
100	914	2,07	0,1156	27	0,02462	5,21	440

разгружается в четыре подземные железобетонные ячейки, в которых готовится 30 %-ный раствор MgCl_2 ; рядом с ними располагают две ячейки с 10 %-ным рабочим раствором MgCl_2 . Каждая ячейка имеет вместимость по 90 м³. В здании мокрого хранения бишофита располагаются циркуляционные насосы 4КМ-8 с подачей 100 м³/ч, создающих давление 0,43 МПа, которыми раствор рабочей концентрации закачивается в два резервуара хранения присадки вместимостью по 400 м³. Запас присадки на складе на 12 сут работы ТЭС. Внутренняя поверхность резервуаров для присадки покрывается лаком ПХВ в три слоя. В емкостях хранения смесиковые подогреватели подогревают присадку до 80 °С.

Трубопроводы перекачки присадки на открытом воздухе выполняют с паровым спутником в общей изоляции. Из емкостей хранения через фильтры присадка поступает на насосы-дозаторы типа НД-2500/10 с подачей 2,5 м³/ч, создающих давление 1 МПа, и от них — на всас мазутных насосов второго подъема

Рис. 1.9. Схема ввода присадки ВТИ-4ст [38].

1 — склад мокрого хранения присадки; 2 — циркуляционные насосы 4КМ-8; 3 — резервуары хранения присадки; 4 — фильтры; 5 — насосы-дозаторы НД2500/10; 6 — на всасывание мазутных насосов второго подъема.



с применением смесителей ВТИ эжекционного типа. Подача присадки прямо пропорциональна количеству сжигаемого мазута. Удельный расход присадки ВТИ-4ст составляет 0,5—0,7 кг MgCl_2 на 1 т мазута при содержании серы в рабочей массе топлива 2 % и содержании золы в рабочей массе 0,02—0,05 %.

Присадка ВТИ-4ст изменяет химический состав отложений и снижает низкотемпературную коррозию, но отложения на поверхностях нагрева трудноудаляемы; ряд электростанций отказались от нее.

Алюмосиликатные присадки САФ ВНИИпромгаза не нашли пока применения в энергетике.

За рубежом применяют присадки на основе магния, марганца, кремния и алюминия в виде дисперсий в масле.

ПРОЦЕССЫ ГОРЕНИЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

§ 2.1. ПРИНЦИПЫ ОРГАНИЗАЦИИ СЖИГАНИЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Для сжигания топлива в топках котлов необходима организованная подача топлива и окислителя. Роль окислителя выполняет кислород воздуха, поступающего в горелки холодным или подогретым. Подготовка топливовоздушной смеси к сжиганию в топках выполняется горелочными устройствами. Жидкое топливо в горелки подается форсунками. Назначением форсунок является дробление топлива на возможно мелкие капли и подача его в поток воздуха для получения готовой для сжигания топливовоздушной смеси.

Топливный факел, выдаваемый форсунками, полдисперсен, т. е. содержит капли разного размера. К тому же топливный факел, как правило, в радиальном направлении горелки имеет неравномерную плотность орошения, что определяет связь между использованием горелок того или иного типа с характеристиками и типом устанавливаемых форсунок.

Для создания благоприятных условий для дробления пленки вязкого топлива и получения качественного распыливания необходимо уменьшить вязкость топлива подогревом его до определенной температуры. Оптимальное значение подогрева зависит как от марки мазута, так и от типа форсунок, и может быть определено по рекомендуемым значениям условной вязкости для различных типов форсунок и марок мазута (см. рис. 1.2). Для механических и паромеханических форсунок рекомендуемая вязкость составляет 2,5—3,0° ВУ, для паровых 9—10° ВУ, ротационных до 15° ВУ.

Для качественного сжигания топлива с возможно меньшим количеством окислителя необходимы равномерная раздача топлива в поток воздуха и интенсивное омывание им капель топлива, что достигается закручиванием потока воздуха, поступающего из горелок в топливный факел с возможно большими скоростями.

Типы горелок с закруткой воздуха показаны на рис. 4.1, 4.3, 4.4, 4.6 и 4.8. Существуют горелки и с подачей воздуха прямо-током — без закрутки.

После области образования топливовоздушной смеси следует

зона подогрева топлива до температуры кипения с фронтом воспламенения в конце зоны. Фронт пламени начинается в начале зоны испарения топлива. До начала полного испарения капля топлива процессе горения идет в кинетической области, в которой тормозящими факторами являются факторы химического порядка, зависящие от температуры и концентрации топлива или окислителя в горючей смеси, в этой области время выгорания топлива лимитируется скоростью химической реакции.

За зоной полного испарения наступает область диффузионного горения, когда скорость горения зависит от факторов физического порядка, от факторов смесеобразования, когда сама химическая реакция, экспоненциально зависящая от температуры, перестает лимитировать процесс, протекая бесконечно быстрее подготовительных процессов, т. е. в этой зоне скорость реакции зависит от скорости диффузии.

В огневом факеле мелкие капли сгорают после испарения топлива, более крупные капли сгорают в процессе испарения, окруженные собственными факелами. Для обеспечения более полного сжигания топлива воздух в горелки подается в несколько большем количестве, чем это требуется для стехиометрического сжигания (сжигания с теоретически необходимым количеством воздуха). Для улучшения качества смесеобразования в настоящее время горелочные устройства проектируются со скоростями воздуха на выходе до 60 м/с.

При сжигании с малыми избытками воздуха для увеличения КПД и сведения до минимума высокотемпературной и низкотемпературной коррозии требуется равномерная раздача топлива и воздуха по горелкам. Неравномерность раздачи воздуха по горелкам допускается до 2 %, топлива до 1,5 %.

Увеличение горелок, связанное с увеличением единичной мощности котельных установок или уменьшением количества горелок на котел, при сохранении давления топлива приводит к ухудшению качества распыливания. Поэтому для сохранения качества распыливания некоторые зарубежные фирмы идут на повышение давления топлива перед форсунками до 10—12 МПа.

Для подготовки топливовоздушной смеси к воспламенению и для стабилизации процесса горения (устойчивости факела) служат амбразуры горелок. Амбразуры выполняются из огнеупорного материала и могут быть цилиндрическими, коническими и коническими с пережимом. Раскаленная амбразура стабилизирует поджигание топлива, уменьшая возможность отрыва факела. Для плавного обтекания амбразуры, без отрыва от стенок, стенки конических амбразур выполняют под углом к оси горелки не более 25—30°. Для исключения шлакования амбразур и нарушения вследствие этого правильного процесса сжигания необходимо, чтобы топливовоздушный факел вливался в устье амбразуры.

Непосредственно в точке имеются зоны рециркуляции горячих дымовых газов к факелу, зоны подсосов дымовых газов к топливовоздушной смеси, также стабилизирующие фронт пламени.

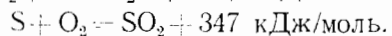
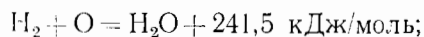
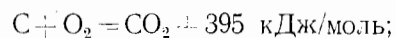
Для подачи воздуха непосредственно к головке форсунки в горелочных устройствах выполняют воздуховод первичного воздуха, который также служит для охлаждения головки форсунки.

Для улучшения качества дробления топлива иногда в топливо добавляют воду, обычно в количестве не более 10 %. Смесь топлива с водой приготавливают в эмульгаторе, смесителе. При испарении влаги пузырьки пара разрываются, вызывая вторичное дробление топлива.

В настоящее время за рубежом для снижения содержания в продуктах сгорания SO_2 и соединений ванадия и натрия применяют установки для сжигания мазута в кипящем слое.

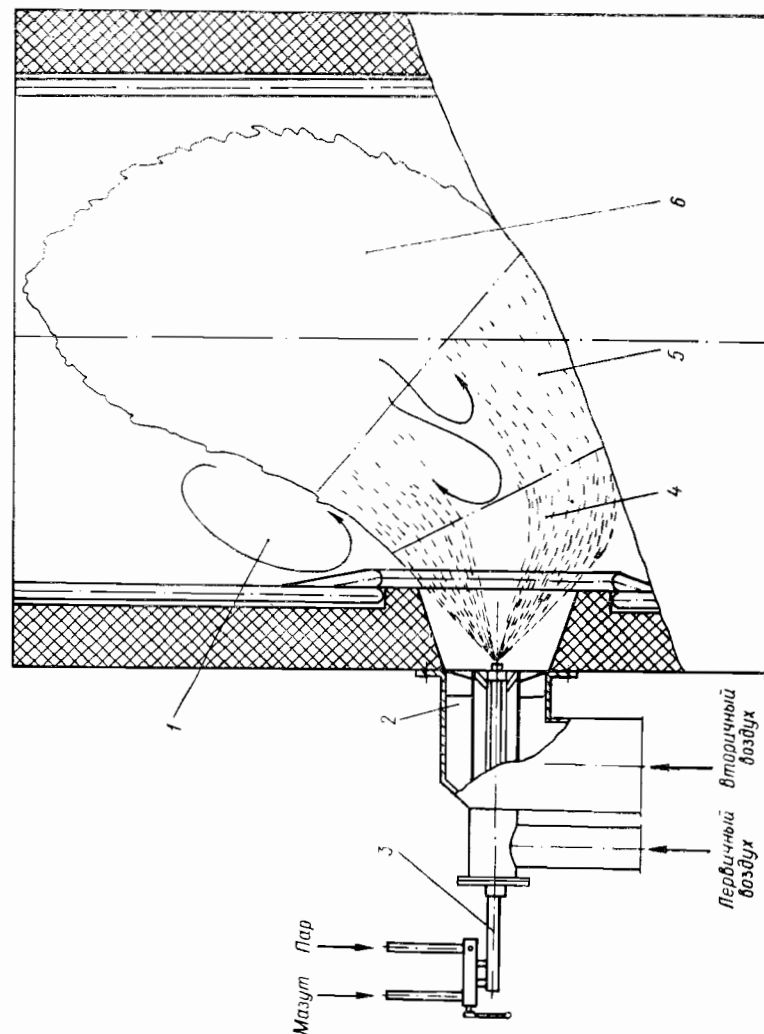
На рис. 2.1 изображена принципиальная схема организации сжигания жидкого топлива с горелкой вихревого типа при распыливании топлива паровой, механической или паромеханической форсункой. Горелка с двухзонной подачей воздуха. Вторичный, или основной воздух закручивается аксiallyм регистром. Первичный воздух, поступающий непосредственно к головке форсунки для обеспечения воздухом корня топливного факела и охлаждения головки и центральной части горелки, закручивается аксiallyно-тангенциальным регистром. Непосредственно за форсункой располагается зона подогрева топлива до температуры кипения. За зоной подогрева — фронт пламени и зона испарения топлива. Фронт пламени и горения в зоне испарения происходит в основном за счет испарившихся хорошо смешанных с потоком окислителя мелкодисперсных частиц топлива. За зоной испарения следует зона выгорания крупных частиц топлива, у которых одновременно идет процесс испарения и горения непосредственно около поверхности частицы, и паров топлива.

Многообразный состав паров топлива, неоднородность концентраций окислителя в факеле, а также наличие температурных полей в точке с разным уровнем и высокая энергия активации конечных продуктов сгорания обуславливают сложность протекания процессов химической реакции горения топлива. В конечном итоге в молекулярном виде реакции можно представить в виде



При полном сгорании топлива в состав продуктов сгорания входят CO_2 , H_2O , SO_2 , N_2 и свободный кислород O_2 при избы-

Рис. 2.1. Принципиальная схема организации процесса сжигания жидкого топлива в точке котла.
1 — точка; 2 — горелка; 3 — форсунка; 4 — зона подогрева топлива; 5 — зона горения; 6 — зона дожигания.



точном количестве воздуха. При неполном сгорании кроме вышеперечисленных компонентов в дымовых газах наблюдаются СО и H_2 с возможным отсутствием свободного O_2 при сжигании с коэффициентом избытка воздуха $\alpha < 1$.

При высоких температурах и наличии свободного кислорода имеет место образование некоторого количества сернистого ангидрида ($2SO_2 + O_2 \rightleftharpoons 2SO_3 + Q$) и оксидов азота NO_x .

Оксиды азота, двуоксид серы и сернистый ангидрид токсичны и наносят необратимый вред окружающей среде. Поэтому при организации точного процесса большое внимание уделяется мероприятиям, снижающим концентрации этих веществ в дымовых газах, выбрасываемых в атмосферу.

§ 2.2. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ

Горение мазута сопровождается протеканием сложнейших физических и химических процессов. Разделить процессы по времени протекания реакций и по их последовательности практически невозможно; поэтому их рассматривают обобщенно. В диффузионной теории горения вводится квазистационарное представление о процессе: без учета изменения температур и концентраций отдельных компонентов газовой среды с уменьшением диаметра горящей капли. Допускается симметричность полей температур и концентраций. Предполагается отсутствие влияния кинетической фазы и отсутствие пиролиза при нагреве топлива и его паров. Предполагается, что непосредственно с каплей соприкасаются пары топлива с диффузией к ним кислорода и горение происходит на некотором расстоянии от капли при $\alpha = 1$. Это подтверждается оптическими измерениями температур в факеле. Избыточный воздух разбавляет продукты горения, участвуя в массообмене в последующих стадиях горения. Время выгорания капли, по закону Срезневского, пропорционально поверхности капли, или квадрату ее диаметра — $\tau = k\delta^2$, что хорошо согласуется с опытными данными, полученными в экспериментальных установках на конденсатных топливах [21].

Действительная картина горения одиночной капли мазута несколько другая: в ходе прогрева идет выкипание легких фракций, вязкость оставшихся фракций возрастает, под действием образующихся внутри капли паров происходят взрыв и распад капли. Возгонка капли приводит к образованию коксового остатка. Коксовая частица, образовавшаяся в результате пиролиза, горит по законам твердого тела. Прогрев капли идет за счет горячего воздуха и дымовых газов. Роль лучистого теплообмена при прогреве незначительна.

Интенсивность тепло- и массообмена зависит от турбулентности потока и размера капель. Крупные капли из-за более вы-

соких относительных скоростей горят быстрее, чем в какой-то степени компенсируется неравномерность распыливания.

Из-за несовершенства процессов горения в тонках (аэродинамики факела, процессов смесобразования с окислителем, работы горелочных устройств) объемное тепловое напряжение топливной камеры на порядок ниже теплового напряжения горения капли топлива.

§ 2.3. ОСНОВЫ ПРАКТИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ГОРЕНИЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Некоторая часть жидкого топлива (мелкодисперсные частицы), распыливаемого форсунками того или иного типа, сгорает в паровой фазе. Очень мелкие капли успевают полностью испариться при прогреве, и пары образуют с окислителем горючую газовую смесь. Более крупные капли, окруженные собственными факелами, горят в процессе испарения.

Время прогрева капли значительно меньше времени испарения.

Для оценки горения паров непосредственно у поверхности капли (в пограничном слое или приведенной пленке) можно воспользоваться критерием Семенова

$$Se = \sqrt{KD/\alpha_D},$$

где K — константа скорости реакции горения паров; D — коэффициент диффузии кислорода в газовой смеси; $\alpha_D = Nu_D D^2 \delta$ — коэффициент диффузионного обмена; Nu_D — диффузионный критерий Нуссельта; δ — диаметр капли.

При небольших значениях Se (горение малых капель в кинетической области) основное количество паров выносятся в окружающий газовый объем, роль горения в пограничном слое невелика. При $Se \rightarrow \infty$ (горение более крупных частиц топлива в пограничном слое) — диффузионное горение, скорость реакции определяется скоростью диффузии.

Тепловой поток от зоны горения к поверхности жидкости на нагрев и испарение [28]

$$q_{гор} = -\lambda \frac{dT}{dx} = [r + c_{pH}(T - T_{гор})] g_H, \quad (2.1)$$

где c_{pH} — теплоемкость паров топлива; g_H — удельный поток паров от капли (пленки) в газовый объем; λ — теплопроводность; r — теплота парообразования мазута.

Пронтегрировав уравнение (2.1), получим

$$g_H = \frac{1}{\Delta} \frac{\lambda}{c_{pH}} \ln \frac{r/c_{pH} + (T_{\infty} - T_{кип})}{r/c_{pH}}, \quad (2.2)$$

где Δ — толщина приведенной пленки, м.

Скорость горения определяется уравнениями подвода удельного потока тепла к капле (пленке) топлива и удельного потока кислорода

$$q_{\text{ср}} = -\lambda \frac{dT}{dx} = g_{\text{н}} Q_{\text{г}}; \quad (2.3)$$

$$g_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2} D}{RT} \frac{p}{p - p_1} \frac{dp_1}{dx} \approx -\frac{M_{\text{O}_2} D}{RT} \frac{dp_1}{dx} = -\beta g_{\text{н}}, \quad (2.4)$$

так как $p/(p - p_1) \approx 1$ (при горении в воздушной среде, где $p_1 = 0,21P$), где p_1 — парциальное давление кислорода; β — стехиометрический коэффициент; $Q_{\text{г}}$ — теплота сгорания топлива.

Формула (2.3) не учитывает тепла, затрачиваемого на нагрев кислорода, поскольку оно мало по сравнению с теплом, затрачиваемым на нагрев и испарение капли топлива, а формула (2.4) не учитывает стефановский молекулярный поток кислорода к фронту горения (стефановский поток — дополнительный молекулярный поток, связанный с изменением объема в газовой среде за счет протекания в системе физических или химических процессов; он вызывает перемещение всей среды, причем вследствие перемещения компенсируются диффузионные потоки инертных компонентов).

Из формулы (2.4) $g_{\text{н}}$ подставим в формулу (2.3); преобразовав обе части равенства и разделив их на $M_{\text{г}} c_{\text{пг}}$, получим

$$\text{Le} dT = -\frac{M_{\text{O}_2} Q_{\text{г}}}{M_{\text{г}} \beta c_{\text{пг}}} dp, \quad (2.5)$$

где Le критерий Льюнса; $M_{\text{г}}$ — молекулярная масса газов; $c_{\text{пг}}$ — теплоемкость продуктов сгорания.

Критерий Льюнса

$$\text{Le} = \frac{\lambda RT}{p M_{\text{г}} c_{\text{пг}} D} = \frac{\lambda}{\rho_{\text{г}} c_{\text{пг}} D} = \frac{a}{D}, \quad (2.6)$$

где $\rho_{\text{г}} = p M_{\text{г}} / (RT)$ — плотность газов; $a = \lambda / (\rho_{\text{г}} c_{\text{пг}})$ — температуропроводность газовой среды.

Принтегрировав обе части равенства (2.5) (левую от $T_{\text{г}}$ до $T_{\text{ср}}$, правую от 0 до p_1), получим

$$\text{Le} (T_{\text{г}} - T_{\text{ср}}) = \frac{M_{\text{O}_2} Q_{\text{г}} p_1}{M_{\text{г}} \beta c_{\text{пг}}} = T_{\text{а}} - T_{\text{ср}}. \quad (2.7)$$

Откуда

$$\text{Le} = \frac{T_{\text{а}} - T_{\text{ср}}}{T_{\text{г}} - T_{\text{ср}}}; \quad T_{\text{а}} = T_{\text{ср}} + \frac{M_{\text{O}_2} Q_{\text{г}} p_1}{M_{\text{г}} \beta c_{\text{пг}}}.$$

Здесь $T_{\text{а}}$ — теоретическая температура горения.

Для горения неспарившегося топлива на границе приведенной пленки $\text{Le} = 1$, т. е. $T_{\text{г}} = T_{\text{а}}$ — температура на внешней границе пленки близка к теоретической. Излучение, не учтенное в приведенном выводе, понижает температуру горения, но тем не менее она оказывается высокой — около 3000 К и выше [28].

Для расчета времени прогрева капли топлива от холодного состояния до температуры кипения можно воспользоваться критерием нестационарного теплообмена Био

$$\text{Bi} = \frac{\alpha (\delta/2)}{\lambda_{\text{ж}}} = \frac{\text{Nu}}{2} \frac{\lambda_{\text{г}}}{\lambda_{\text{ж}}}, \quad (2.8)$$

где Nu — критерий теплообмена от газов к капле топлива (при малых скоростях обтекания газов капли или когда капли движутся вместе с потоком $\text{Nu} = 2$); $\lambda_{\text{г}}$ и $\lambda_{\text{ж}}$ — коэффициенты теплопроводности газов и жидкого топлива; δ — диаметр капли.

Для нестационарного теплообмена при $\text{Bi} \leq 1,0$ и одинаковой температуре во всех точках шара

$$\tau = \frac{(\delta/2)^2}{3 \text{Bi} a_{\text{ж}}} \ln \frac{\theta_0}{\theta}, \quad (2.9)$$

где $a_{\text{ж}} = \lambda_{\text{ж}} / (\rho_{\text{ж}} c_{\text{ж}})$ — коэффициент температуропроводности жидкости; $\theta_0 = T_{\text{ср}} - T_0$; $\theta = T_{\text{ср}} - T$; T и T_0 — конечная и начальная температура капли топлива; $T_{\text{ср}}$ — температура греющей среды.

Пример. Рассчитать время прогрева холодных капель с $T_0 = 20^\circ \text{C}$ солярового масла до достижения на их поверхности температуры кипения $T = 200^\circ \text{C}$.

Исходные данные: $\delta = 0,01; 0,1; 1,0; 2,0$ мм — диаметры капель; $\rho_{\text{ж}} = 900 \text{ кг/м}^3$ — плотность солярового масла; $\lambda_{\text{ж}} = 0,1163 \text{ Вт/(м}^\circ\text{C)}$ — теплопроводность топлива; $c_{\text{ж}} = 2,093 \text{ кДж/(кг}^\circ\text{C)}$ — теплоемкость топлива; $\lambda_{\text{г}} = 0,0698 \text{ Вт/(м}^\circ\text{C)}$ — теплопроводность газов; $T_{\text{ср}} = 1200^\circ \text{C}$ — температура газа.

По формуле (2.8), подставляя $\lambda_{\text{г}}$, $\lambda_{\text{ж}}$ и $\text{Nu} = 2$, находим $\text{Bi} = 0,0698/0,1163 = 0,6$.

По формуле (2.9) для разных δ определяем τ , найдя предварительно $a_{\text{ж}} = 0,62 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$\delta, \text{ мм}$	0,01	0,1	1	2
$\tau, \text{ с}$	$3,7 \cdot 10^{-9}$	$3,7 \cdot 10^{-4}$	$3,7 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-1}$

Уравнение баланса массы для испаряющейся и горящей по диффузионному горению капли

$$d \left(\rho_{\text{ж}} \frac{\pi \delta^3}{6} \right) = -\pi \delta^2 g_{\text{н}} d\tau, \quad (2.10)$$

где $\rho_{ж}$ — плотность жидкости; δ — текущий диаметр; τ — время.

При переходе от плоской задачи к сферической следует принимать $\lambda \delta = 1$ Ну. По закону Срезневского

$$\delta^2 = \delta_0^2 - k\tau, \quad (2.11)$$

где δ_0 — начальный диаметр капли;

$$k = (4/\rho_{ж}) Nu \Phi(T_r, T_{кип}) \quad (2.12)$$

— коэффициент горения;

$$\Phi(T_r, T_{кип}) = \frac{\lambda}{c_{рп}} \ln \frac{r/c_{рп} + (T_r - T_{кип})}{r/c_{рп}}, \quad (2.13)$$

Вывод формул (2.11) — (2.13) относится к случаю сравнительно больших скоростей обтекания каплей потоком. Полученные формулы дают также правильный порядок и при расчете горения каплей в неподвижной среде, когда $Nu \rightarrow 2$.

При горении крупных каплей при обтекании их потоком с относительно небольшими скоростями можно в формуле (2.12) принимать $Nu \approx 2,5$ (при относительных скоростях около 1 м.с. как в топках котлов).

Формулы (2.11) — (2.13) пригодны и для расчета испарения каплей негорючей жидкости (или горючей жидкости, но без воспламенения), если задана температура среды T_r .

В случае многофракционных топлив при горении каплей не происходит разгонки фракций, так как скорость перемешивания внутри капли гораздо меньше скорости испарения.

Пример. Рассчитать время выгорания капли мазута диаметром $\delta_0 = 2$ мм в факеле прямоточной горелки.

Исходные данные для расчета: $T_r = 2000^\circ\text{C}$ — температура газов в зоне горения капли; $T_{кип} = 300^\circ\text{C}$ — температура кипения мазута; $\lambda = 8,72 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°C) — теплопроводность газов; $r = 218$ кДж/кг — теплота парообразования мазута; $c_{рп} = 2,09$ кДж/(кг·°C) — теплоемкость паров мазута; $\rho_{ж} = 950$ кг/м³ — плотность мазута.

Функция

$$\Phi(T_r, T_{кип}) = \frac{\lambda}{c_{рп}} \ln \frac{r/c_{рп} + (T_r - T_{кип})}{r/c_{рп}} = \frac{31,4 \cdot 10^{-2}}{2,09} \times \ln \frac{218/2,09 + (2000 - 300)}{218/2,09} = 0,43 \text{ кг/(м·ч)}.$$

Критерий теплообмена от потока к капле при движении капли со скоростью воздуха и дымовых газов с избыточным кислородом (в неподвижной среде) $Nu = 2$.

Коэффициент горения в формуле Срезневского

$$k = \frac{4}{\rho_{ж}} Nu \Phi(T_r, T_{кип}) = \frac{4}{950} \cdot 2 \cdot 0,43 = 0,0036 \text{ м}^2/\text{ч или } 1 \text{ мм}^2/\text{с}.$$

Время выгорания капли

$$\tau = \frac{\delta_0^2}{k} = \frac{4}{1} = 4 \text{ с}.$$

§ 2.4. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Теоретически необходимое количество воздуха, требуемое для сгорания 1 кг топлива, и количество продуктов сгорания подсчитываются по формулам, выведенным из реакций полного окисления горючих компонентов топлива — C^p , H^p , S^p — в молекулярном виде с учетом того, что содержание кислорода в воздухе составляет 23 % по массе и 21 % по объему. Доокислением SO_2 в SO_3 (ввиду незначительного содержания SO_3 в дымовых газах) пренебрегают.

Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива

$$L_0 = 0,115C^p + 0,345H^p + 0,43(S^p - O^p), \text{ кг}; \quad (2.14)$$

$$V_0 = 0,089(C^p + 0,375S^p) + 0,265H^p - 0,033O^p, \text{ м}^3. \quad (2.15)$$

Количество дымовых газов, образующихся при сгорании 1 кг мазута:

$$L_r = 0,01 [3,67C^p - 2S^p + 9H^p - W^p + 0,1d\alpha L_0 + 0,77\alpha L_0 + N^p + 23(\alpha - 1)L_0], \text{ кг}, \quad (2.16)$$

где принимается содержание влаги в воздухе $d = 10$ г/кг;

$$V_r = 0,01 [1,86(C^p + S^p) + 1,24(9H^p + W^p) + 79\alpha V_0 + 0,8N^p + 21(\alpha - 1)V_0], \text{ м}^3. \quad (2.17)$$

Количество трехатомных газов $CO_2 + SO_2$, образующихся при сгорании:

$$V_{RO_2} = 0,0186(C^p + 0,375S^p). \quad (2.18)$$

Количество водяных паров, образующееся при сгорании и внесенное с воздухом:

$$V'_{H_2O} = 0,0124(9H^p + W^p);$$

$$V_{H_2O} = 0,0161\alpha V_0.$$

Суммарное количество водяных паров

$$V_{H_2O} = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161\alpha V_0. \quad (2.19)$$

Количество азота и свободного кислорода в дымовых газах

$$V_{N_2} = 0,79\alpha V_0 + 0,008N^p; \quad (2.20)$$

$$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)V_0. \quad (2.21)$$

Объем сухих продуктов сгорания

$$V_c = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2}.$$

Таблица 2.1
ЭНТАЛЬПИЯ ВОЗДУХА, ГАЗООБРАЗНЫХ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ, кДж/м³, и
ЗОЛЫ, кДж/кг, В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ

t, °C	(с ^θ) _{RO₂}	(с ^θ) _{N₂}	(с ^θ) _{O₂}	(с ^θ) _{H₂O}	(с ^θ) _B	(с ^θ) _{Зл}
100	170,5	130,2	132,3	151,2	132,7	81,1
200	358,7	260,8	268,0	305,3	267,1	169,7
300	560,7	393,1	408,2	464,1	404,0	264,6
400	774,5	528,4	552,7	628,3	543,5	361,2
500	999,6	666,1	701,4	797,2	686,3	459,9
600	1226,4	806,4	852,6	970,2	832,4	562,0
700	1465,8	949,2	1008,0	1150,8	982,8	664,4
800	1709,4	1096,2	1163,4	1339,8	1134,0	769,4
900	1957,2	1247,4	1323,0	1528,8	1285,2	877,8
1000	2209,2	1398,6	1482,6	1730,4	1440,6	987,0
1100	2465,4	1549,8	1642,2	1932,0	1600,2	1100,4
1200	2725,8	1701,0	1806,0	2137,0	1759,8	1209,6
1300	2986,2	1856,4	1969,7	2352,0	1919,4	1365,0
1400	3250,8	2016,0	2133,5	2566,2	2083,2	1587,6
1500	3515,4	2171,4	2301,6	2788,8	2247,0	1764,0
1600	3780,0	2331,0	2469,6	3011,4	2410,8	1881,6
1700	4048,8	2490,6	2637,6	3238,2	2574,6	2070,6
1800	4317,6	2650,2	2805,6	3469,2	2738,4	2192,4
1900	4586,4	2814,0	2977,8	3700,2	2906,4	2394,0
2000	4859,4	2973,6	3150,0	3939,6	3074,4	2520,0
2100	5132,4	3137,4	3318,0	4174,8	3242,4	—
2200	5405,4	3301,2	3494,4	4414,4	3410,4	—

Полный объем продуктов сгорания

$$V_r = V_c + V_{H_2O}.$$

Объемные доли газов:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_r; \quad r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_r; \quad r_{N_2} = V_{N_2}/V_r; \quad r_{O_2} = V_{O_2}/V_r.$$

Средняя теплоемкость продуктов сгорания

$$c_{pT} = \sum_1^n r_i c_{pTi} = r_{RO_2} c_{RO_2} + r_{H_2O} c_{H_2O} + r_{N_2} c_{N_2} + r_{O_2} c_{O_2}.$$

Энтальпия продуктов сгорания равна сумме энтальпий отдельных компонентов или сумме произведений объемов на теплоемкость и на температуру газов отдельных составляющих продуктов сгорания:

$$I = \sum_1^n V_i (с^θ)_i.$$

Зависимость с^θ отдельных газов от температуры приведена в табл. 2.1.

Максимальное содержание трехатомных газов CO₂+SO₂ в сухих продуктах сгорания

$$RO_{2\max} = V_{RO_2} \cdot 100/V_{c.r} = RO_2 \cdot 100/(RO_2 + N_2) \text{ при } \alpha = 1;$$

$$RO_{2\max} = \frac{100 RO_2}{100 - V_{в. изб}} = \frac{100 RO_2}{100 - 4,76 O_2} \text{ при } \alpha > 1. \quad (2.22)$$

Коэффициент разбавления воздухом сухих продуктов сгорания

$$h = (V_{0.c.r} + V_{в. изб})/V_{0.c.r}.$$

В соответствии с балансом углерода и серы в дымовых газах

$$V_{c.r}/V_{0.c.r} = RO_{2\max}/RO_2;$$

при отсутствии химической неполноты сгорания

$$h = RO_{2\max}/RO_2; \quad (2.23)$$

с химическим недожогом

$$h = RO_{2\max}/(RO_2 + CO). \quad (2.24)$$

Наиболее точной для определения коэффициента избытка воздуха является азотная формула, по которой α можно подсчитать по отношению N₂ содержащегося в сухих продуктах сгорания, к количеству азота, сопутствующего кислороду, израсходованному на горение топлива:

— при полном сгорании

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - N_{2 изб}} = \frac{N_2}{N_2 - 3,76 O_2}; \quad (2.25)$$

— при неполном сгорании

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - 3,76 [O_2 - 0,5 (CO + H_2)]}. \quad (2.26)$$

Калориметрическая температура горения — температура, достигаемая в факеле при отсутствии теплообмена с учетом тепла топлива и воздуха, вносимых в топку:

$$t_{\text{кал}} = \frac{Q_H^p + c_{T.T} t_T + V_{в.св} t_{в.св}}{V_{0\Sigma} c_{пр.сг} + V_{в.изб} c_{в.изб}}. \quad (2.27)$$

Частным случаем калориметрической температуры является теоретическая температура горения со сгоранием топлива при стехиометрических условиях, когда V_{в.изб}=0.

Жаропроизводительность — температура, достигаемая в факеле при отсутствии теплообмена в стехиометрических условиях.

когда температура топлива и воздуха, вносимых в топку, составляет 0 °С:

$$t_{\max} = \frac{Q_H^p}{V_{\text{CO}_2} c_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} c_{\text{N}_2}}. \quad (2.28)$$

В соответствии с нормами теплового расчета потери тепла с уходящими газами

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_H^p} \cdot 100 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} I_{x.v.}) (100 - q_4)}{Q_H^p}, \quad (2.29)$$

где $Q_H^p = Q_H^p + Q_{\text{в.вн}} + i_{\text{тл}} + Q_{\text{ф}}$ — располагаемое тепло топлива; $Q_{\text{в.вн}}$ — тепло, внесенное поступающим в котельный агрегат воздухом; $i_{\text{тл}}$ — физическое тепло топлива; $Q_{\text{ф}} = G_{\text{ф}}(i_{\text{ф}} - 600)$ — тепло, вносимое в агрегат паровым дутьем; $G_{\text{ф}}$ и $i_{\text{ф}}$ — расход и энтальпия пара, идущего на распыливание топлива.

Механической неполнотой сгорания q_4 (ввиду незначительности ее) в расчетах пренебрегают.

При экспериментальном определении потерь тепла с уходящими газами удобно пользоваться формулой М. Б. Равича [32]. Абсолютная погрешность определения q_2 по этой формуле не превышает 0,2 %.

$$q_2 = \frac{t_{yx} - t_{\text{в}}}{t_{\max}} [C' + (h-1)BK] \cdot 100, \quad (2.30)$$

где t_{yx} и $t_{\text{в}}$ — температура уходящих газов и воздуха, поступающего в котельный агрегат; C' , B и K — обобщенные характеристики.

Для мазута $B=0,88$, а C' и K определяются по табл. 2.2 в зависимости от температуры уходящих газов.

При сжигании мазута в паровых форсунках дополнительное количество тепла, уносимое водяным паром, вдуваемым в форсунки,

$$q'_2 = \frac{Dc(t_2 - t_1) \cdot 100}{Q_H^p},$$

где D — количество водяного пара, идущего на распыливание 1 кг топлива; t_2 и t_1 — температуры уходящих газов и пара соответственно.

Если принять $Q_H^p = 41868$ кДж/кг, а $c = 2,093$ кДж/(кг·°С) — теплоемкость водяного пара, то

$$q'_2 = D(t_2 - t_1)/200. \quad (2.31)$$

Суммарные потери тепла с уходящими газами

$$\Sigma q_2 = q_2 + q'_2. \quad (2.32)$$

Химическая неполнота сгорания, по М. Б. Равичу, по известному содержанию горючих компонентов в дымовых газах, определяемых хроматографией,

$$q_3 = 1,04(3\text{CO} + 2,5\text{H}_2)h, \quad (2.33)$$

где CO , H_2 — объемные концентрации продуктов неполного сгорания в сухих продуктах сгорания.

Формула (2.33) не учитывает концентрации метана, так как при сжигании жидкого топлива без грубых нарушений режима он отсутствует.

Коэффициент полезного действия котлоагрегата брутто на основании вышеприведенных формул

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (\Sigma q_2 + q_3 + q_4 + q_5), \quad (2.34)$$

где q_5 — потери тепла от наружного охлаждения; определяются по графику норм теплового расчета.

Теоретически необходимое количество воздуха и теоретический объем продуктов сгорания можно определить также по упрощенным формулам С. Г. Тройба:

$$V_0 = Q_H^p/1000 + 0,007W^p - 0,06; \quad (2.35)$$

$$V_{0r} = V_0 + \Delta V \text{ при } \alpha = 1; \quad (2.36)$$

$$V_{0r} = \alpha V_0 + \Delta V \text{ при } \alpha > 1. \quad (2.37)$$

Для мазута

$$\Delta V = 0,12Q_H^p/(4,18 \cdot 10^3) + 0,0124W^p - 0,505. \quad (2.38)$$

Формулы С. Г. Тройба дают результаты, близкие к расчетным по составу топлива [20].

Для ориентировочных расчетов для мазутов с $Q_H^p = 34 \div 40,3$ МДж/кг и $W^p = 0 \div 15$ % практически приемлемые результаты дает следующая весьма простая формула:

$$V_0 = 1,1Q_H^p/(4,18 \cdot 10^3).$$

Таблица 2.2
ОБОБЩЕННЫЕ
ХАРАКТЕРИСТИКИ

$t, ^\circ\text{C}$	C	K
100	0,82	0,77
200	0,83	0,78
300	0,84	0,79
400	0,86	0,81

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ФОРСУНОК

§ 3.1. ТЕОРИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ФОРСУНКИ

Центробежные форсунки являются наиболее распространенными в энергетике. Они подразделяются на механические, паромеханические и форсунки с широким диапазоном регулирования — двухкамерные и форсунки со сливом топлива из камеры завихривания.

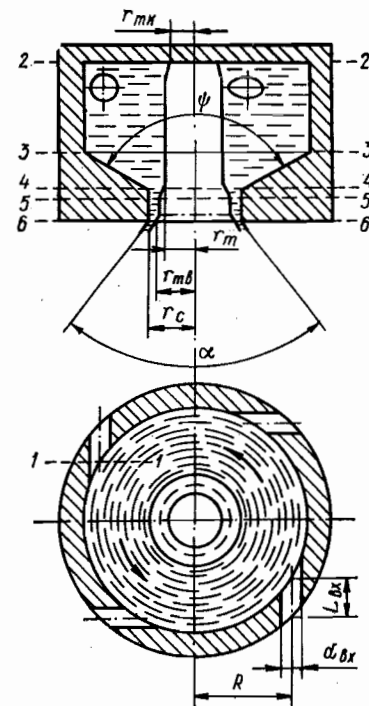
По тангенциальным каналам (двум, тремя или более, обычно не больше шести) в камеру завихривания подается топливо. Поток топлива там закручивается и поступает в сопло. На срезе сопла под воздействием внутренних гидромеханических сил, возникающих при течении топлива в проточных элементах форсунки, пленка топлива дробится на мелкие каплеобразные фракции и конусом под определенным углом раскрытия поступает в зону подготовки топливоздушной смеси. Центробежной силой топливо в камере завихривания и в сопле отжимается к стенке, вокруг оси образуется свободное, не занятое топливом, пространство — воздушный вихрь, который при движении расширяется. Тангенциальные каналы могут быть круглого и прямоугольного сечения.

На рис. 3.1 показана схема центробежной форсунки с подачей топлива в камеру завихривания по четырем круглым тангенциальным каналам. Каналы могут быть выполнены как под прямым углом к оси завихрителя, так и образовывать с ней острый угол. Зона 1—1 — область входа топлива в камеру завихривания; 2—2 — торцевая стенка камеры завихривания. Пространство 2—3 и суживающаяся его часть к соплу 3—4 образуют камеру завихривания. Область 4—5 — зона расширения воздушного вихря в пределах сопла. Область 5—6 — область течения жидкости в сопле. Сечение 6—6 — срез сопла и расширение воздушного вихря на нем.

Расходная характеристика (коэффициент расхода), угол раскрытия факела, дисперсность распыливания зависят от геометрической характеристики форсунки. Теория центробежной форсунки для идеальной жидкости разработана Г. Н. Абрамовичем [1]. В ней для решения поставленной задачи использованы три уравнения:

Рис. 3.1. Схема центробежной форсунки [33].

R — плечо закручивания; $d_{вх}$ и $L_{вх}$ — диаметр и длина тангенциальных каналов; ψ — угол конусной части; α — угол топливного факела; r_c , $r_{тв}$, r_m и $r_{тк}$ — радиус сопла, воздушного вихря на срезе сопла, на входе в сопло и на стенке камеры завихривания соответственно.



гидравлическое уравнение Бернулли

$$\rho + \rho \frac{v_\phi^2}{2} + \rho \frac{v_z^2}{2} = p_{вх}, \quad (3.1)$$

где $p_{вх}$ — давление на входе в камеру завихривания; ρ — плотность жидкости; v_ϕ и v_z — тангенциальная и осевая составляющие скорости в проточной части; p — давление в какой-либо точке топливного завихрителя; уравнение изменения сил давления в радиальном направлении в дифференциальной форме, вытекающее из равновесия сил давления и центробежной силы,

$$dp = \rho \frac{v_\phi^2}{r} dr; \quad (3.2)$$

уравнение равенства моментов скоростей

$$v_{вх} R = v_\phi r = \text{const}, \quad (3.3)$$

где $v_{вх}$ — скорость на входе в камеру завихривания; R — плечо входной скорости; v_ϕ — среднее значение тангенциальной скорости в любом сечении форсунки; r — плечо скорости v_ϕ .

Используем в дальнейшем геометрическую характеристику форсунки $A = r_c R / r_{вх}^2$, являющуюся критерием гидравлического подобия при течении невязкой жидкости, где r_c — радиус сопла; R — плечо закручивания; $r_{вх}$ — эквивалентный радиус входных тангенциальных каналов.

Продифференцировав уравнение (3.3), получим

$$\frac{dr}{r} = - \frac{dv_\phi}{v_\phi}. \quad (3.4)$$

Подставляем v_ϕ из выражения (3.4) в уравнение (3.2) и получаем

$$dp = -\rho v_\phi dv_\phi. \quad (3.5)$$

Интегрируя это соотношение, получаем

$$p = -\rho v_\phi^2/2 + C. \quad (3.6)$$

Из уравнений (3.1) и (3.6) имеем

$$\rho v_z^2/2 = p_{вх} - C, \quad (3.7)$$

т. е. в выходном сечении сопла $v_z = \text{const}$.

На границе воздушного вихря $p=0$, поэтому постоянная интегрирования $C = \rho v_\phi^2/2$. Подставляя ее в равенство (3.7), получаем

$$\rho \frac{v_z^2}{2} = p_{вх} - \rho \frac{v_\phi^2}{2}. \quad (3.8)$$

Из уравнения (3.3) имеем

$$v_{\phi в} = v_{вх} R/r_b, \quad (3.9)$$

где r_b — радиус воздушного вихря.

В силу равенства расхода на входе и выходе

$$v_{вх} f_{вх} = \pi (r_a^2 - r_b^2) v_z, \quad (3.10)$$

где $f_{вх}$ — площадь входного сечения.

Обозначим

$$1 - r_b^2/r_a^2 = \varphi_c \quad (3.11)$$

— коэффициент заполнения сечения сопла жидкостью. Подставляя r_b из выражения (3.11) и $v_{вх}$ из равенства (3.10) в уравнение (3.9), имеем

$$v_{\phi в} = \frac{\varphi_c}{\sqrt{1 - \varphi_c}} A v_z, \quad (3.12)$$

где $A = \pi r_a R / f_{вх}$ — геометрическая характеристика форсунки.

Из выражений (3.8) и (3.12) получаем

$$v_z = \frac{1}{\sqrt{1 + A^2 \varphi_c / (1 - \varphi_c)}} \sqrt{\frac{2 p_{вх}}{\rho}}. \quad (3.13)$$

Расход через форсунку

$$Q = v_z \varphi_c F_c = \frac{\varphi_c}{\sqrt{1 + A^2 \varphi_c / (1 - \varphi_c)}} F_c \sqrt{\frac{2 p_{вх}}{\rho}} \quad (3.14)$$

или

$$Q = \mu F_c \sqrt{\frac{2 p_{вх}}{\rho}}, \quad (3.15)$$

где

$$\mu = \frac{\varphi_c}{\sqrt{1 + A^2 \varphi_c / (1 - \varphi_c)}} \quad (3.16)$$

— коэффициент расхода; F_c — площадь сопла.

В весовых расходах формулу (3.15) можно представить в виде

$$G = \mu F_c \sqrt{2 \rho p_{вх}}.$$

Приравнявая в формуле (3.16) производную $d\mu/d\varphi$ нулю, т. е. используя принцип максимального расхода, получаем

$$A = \frac{(1 - \varphi_c) \sqrt{2}}{\varphi_c \sqrt{\varphi_c}}. \quad (3.17)$$

Подставляя это в формулу (3.16), имеем

$$\mu = \sqrt{\frac{\varphi_c^3}{2 - \varphi_c}}. \quad (3.18)$$

Применительно к центробежной форсунке принцип максимального расхода трактуется следующим образом: в сопле центробежной форсунки устанавливается воздушный вихрь такого радиуса, при котором коэффициент расхода при данном напоре принимает максимальное значение, и именно эти размеры вихря отвечают устойчивому режиму течения.

Принцип максимального расхода (постулат Беланже) был введен для течения жидкости через широкие пороги при отсутствии трения жидкости о пороги, причем жидкость прижимается к порогам за счет сил тяжести [6]. В центробежных форсунках образование вихря и прижатие жидкости к стенкам сопла происходит за счет центробежных сил. В сопле на поверхности вихря происходит не плавное, а волнообразное движение жидкости. Нетрудно доказать, что скорость распространения волн на поверхности вихря в поле действия центробежной силы

$$c = \frac{v_{вх} R}{r_b^2} \sqrt{\frac{r_c^2 - r_b^2}{2}} \quad (3.19)$$

совпадает со скоростью поступательного движения при максимальном расходе

$$v_z = \frac{v_{вх} R}{r_b^2} \sqrt{\frac{r_c^2 - r_b^2}{2}}. \quad (3.20)$$

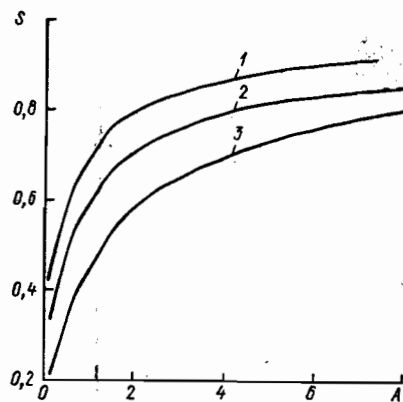


Рис. 3.2. Зависимости характеристик воздушного вихря S от геометрической характеристики форсунки A [33] на срезе сопла (1), в сопле (2) и на входе в сопло (3).

Для определения скоростей на срезе сопла в равенство (3.9) подставим $v_{вх}$, выраженное через объемный расход, и получим

$$v'_{\varphi в} = A \frac{r_c \mu}{r} \sqrt{\frac{2p_{вх}}{\rho}}. \quad (3.21)$$

Подставляя $v'_{\varphi в}$ в уравнение (3.1) при $p=0$ на срезе сопла, имеем

$$v'_z = \sqrt{\left(1 - \frac{\mu^2 A^2 r_c^2}{r^2}\right) \frac{2p_{вх}}{\rho}}. \quad (3.22)$$

Подставив v'_z в значение объемного расхода на срезе сопла $Q = \int_{r_{мв}}^{r_c} v'_z \cdot 2\pi r dr$ и выполнив интегрирование, получим

$$\mu = \sqrt{1 - \mu^2 A^2} - S_b \sqrt{S_b^2 - \mu^2 A^2} - \mu^2 A^2 \ln \frac{1 + \sqrt{1 - \mu^2 A^2}}{S_b + \sqrt{S_b^2 - \mu^2 A^2}}, \quad (3.23)$$

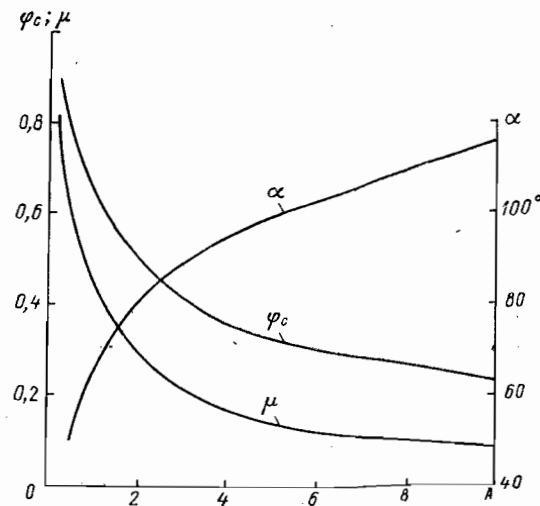
где $S_b = r_{мв}/r_c$ — относительный размер воздушного вихря на срезе сопла.

На рис. 3.2 представлены зависимости относительных размеров воздушного вихря на срезе сопла, входе в сопло и на стенке камеры завихривания по [33].

Для определения угла раскрытия факела α воспользуемся выражением

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{\bar{v}'_{\varphi в}}{\bar{v}'_{z в}}, \quad (3.24)$$

Рис. 3.3. Зависимости коэффициента расхода μ , угла раскрытия факела α и относительной площади, занятой жидкостью на срезе сопла, φ_c от геометрической характеристики форсунки A при теоретических условиях (по Г. Н. Абрамовичу [33]).



где $\bar{v}'_{\varphi в}$ и $\bar{v}'_{z в}$ — скорости в середине сечения, занятого жидкостью, на срезе на расстоянии от оси сопла

$$\bar{r} = 0,5 (r_c + r_{мв}) = 0,5 r_c (1 + S_b).$$

Из выражения для $\bar{v}'_{\varphi в}$ и $\bar{v}'_{z в}$ имеем

$$\bar{v}'_{\varphi в} = \frac{2\mu A}{1 + S_b} \sqrt{\frac{2p_{вх}}{\rho}}, \quad (3.25)$$

$$\bar{v}'_{z в} = \sqrt{\left(1 - \frac{4\mu^2 A^2}{(1 + S_b)^2}\right) \frac{2p_{вх}}{\rho}}. \quad (3.26)$$

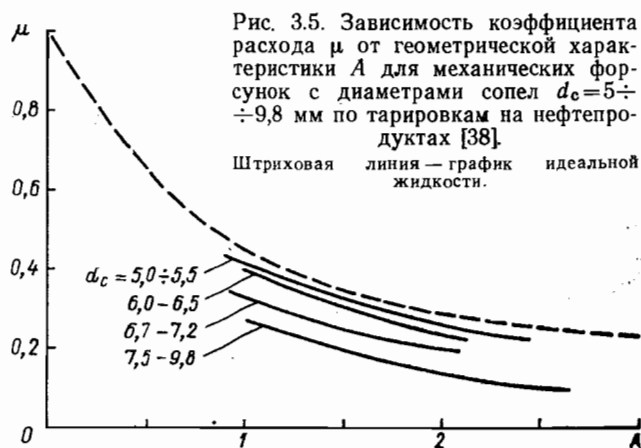
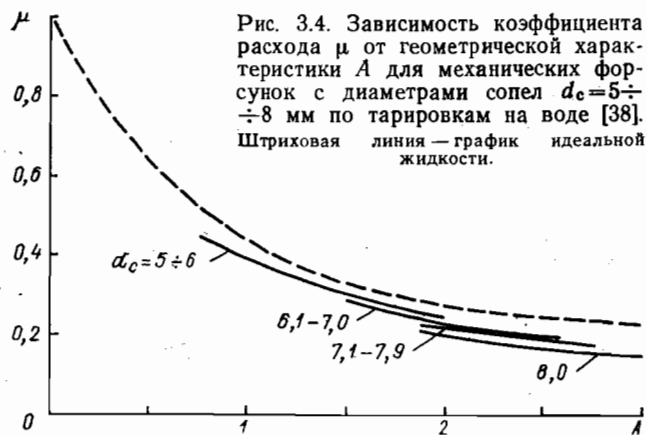
Подставив полученные равенства в выражение (3.24), получим

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{2\mu A}{\sqrt{(1 + S_b)^2 - 4\mu^2 A^2}}. \quad (3.27)$$

На рис. 3.3 представлены зависимости φ_c , μ и α от A в случае течения через завихритель форсунки идеальной жидкости.

§ 3.2. ТЕЧЕНИЕ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ЦЕНТРОБЕЖНУЮ ФОРСУНКУ

Течение реальной жидкости вследствие наличия сил вязкости, трения о стенки, пограничного слоя отличается от течения идеальной. У форсунок с малой пропускной способностью коэффициент расхода выше теоретического и увеличивается с уменьшением диаметра сопла. У форсунок с большой пропускной



способностью, наоборот, коэффициент расхода ниже теоретического и уменьшается с увеличением диаметра сопла. Хорошее совпадение коэффициента расхода с теоретическим наблюдается у форсунок с диаметром сопел $d_c = 3,5 \div 5,0$ мм. Таким образом, коэффициент расхода является функцией не только геометрической характеристики, но и диаметра сопла.

Отмечается также возрастание коэффициента расхода с увеличением вязкости и уменьшением давления у форсунок с малой пропускной способностью, у форсунок с большой пропускной способностью, наоборот, коэффициент расхода возрастает с уменьшением вязкости и увеличением давления [38].

На рис. 3.4 и 3.5 показаны результаты испытаний механических форсунок ЦККБ на стендах, выполненных на воде и нефтепродуктах, из которых наглядно видно уменьшение μ по сравнению с теоретическим для форсунок с $d_c = 5 \div 9,8$ мм [38].

На рис. 3.6 и 3.7 представлены экспериментальные данные, полученные на форсунках с малой пропускной способностью при их тарировках на керосине и парафине [38].

Автором была произведена тарировка форсунок типа ОН-521 (ЦККБ) с диаметром сопел $d_c = 1,3 \div 3,5$ мм на дизельном топливе. Результаты тарировок представлены на рис. 3.8. Полученные зависимости служат дополнением к рис. 3.5, так как конструкции форсунок однотипны.

В работах [17, 40] для механических и паромеханических форсунок с большой пропускной способностью по экспериментальным данным ВТИ на теоретический коэффициент расхода вводится поправка

$$\frac{\mu}{\mu_0} = k_1 \left(10^{-3} \frac{d_c \omega}{\nu} \right)^{n_1}, \quad (3.28)$$

где $\omega = \sqrt{2gH}$; H — напор.

По данным ВТИ для мощных форсунок в этой формуле значения k_1 и n_1 принимаются для механических нормализованных форсунок 0,38 и 0,08 соответственно, а для механических и паромеханических форсунок 0,63 и 0,03 (с точностью определения μ до 15 %) [40].

ЦКТИ предлагает [46] при заданных геометрических параметрах топливного завихрителя определять пропускную способность форсунки через масштаб (абсолютный размер) форсунки по формуле

$$G = kM \sqrt{\Delta p \rho}, \quad (3.29)$$

где коэффициент $k = 0,77$ для форсунок с $G > 3$ т/ч, а для форсунок с $G < 3$ т/ч с достаточной точностью определяется экстраполяцией по пропускной способности форсунки и вязкости топлива (табл. 3.1); Δp — давление топлива перед форсункой; ρ — плотность топлива.

Масштаб M определяется по формуле

$$M = 1/\sqrt{(D/d)^{1,6}/(nf)^2 + 1,5/d^4}, \quad (3.30)$$

где D и d — диаметры камеры завихривания и сопла; f — площадь тангенциального канала; n — число каналов.

При обратной задаче диаметр сопла определяется по формуле

$$d = \sqrt{M \sqrt{A^2 + 1,5}}, \quad (3.31)$$

где $A = d^{1,2} D^{0,8}/(nf)$ — геометрическая характеристика форсунки.

Обратная задача решается последовательными приближениями, когда задаются значения A при выбранном D .

Общая площадь тангенциальных каналов

$$nf = d^{1,2} D^{0,8}/A.$$

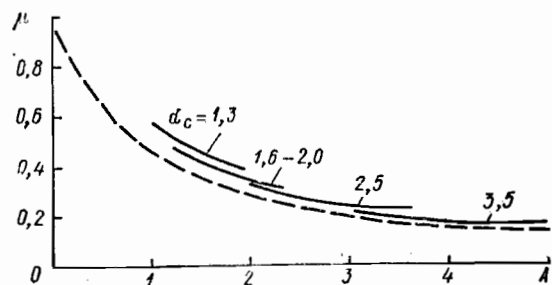
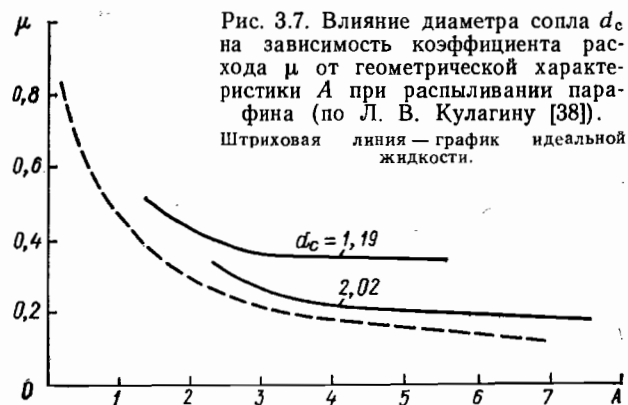
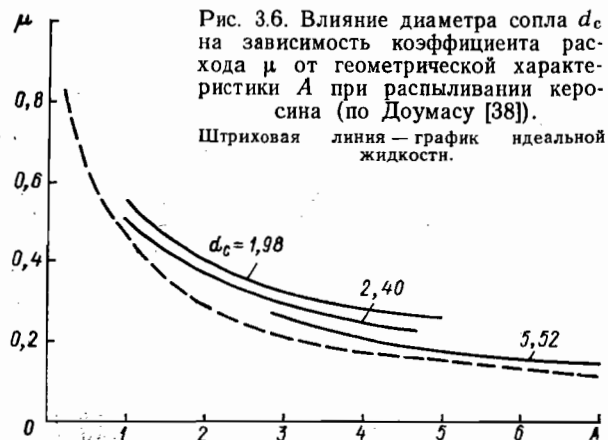


Рис. 3.8. Зависимость коэффициента расхода μ форсунок типа ОН-521 с различными диаметрами сопел d_c от геометрической характеристики A . Штриховая линия — график идеальной жидкости.

Таблица 3.1
ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА k
В ФОРМУЛЕ (3.29) В ЗАВИСИМОСТИ
ОТ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ
ФОРСУНКИ И УСЛОВНОЙ ВЯЗКОСТИ ТОПЛИВА

Вязкость условная, °ВУ	Пропускная способность форсунки, т/ч			
	0,2	1,0	2,0	3,0
4	1,05	0,93	0,82	0,78
3	1,0	0,89	0,81	0,77
2	0,93	0,85	0,80	0,77

Таблица 3.2
РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЧИСТОТА ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ

Поверхности	Параметр шероховатости R_a , мкм, форсунки с пропускной способностью, т/ч	
	менее 2	более 2
Плоскости, обеспечивающие плотность соединения отдельных элементов	0,32—0,08	0,32—0,08
Выходное сопло и торцевая поверхность распылителя	0,53—0,32	2,50—1,25
Стенки тангенциальных каналов	5,0—2,5	10,0—5,0
Поверхность выточки для подачи топлива в тангенциальные каналы	2,5—0,63	5,0—2,5
Остальные поверхности	10,0—2,5	20,0—5,0

Угол раскрытия факела определяется по формуле [42]

$$\alpha = B \sqrt[3]{A}, \quad (3.32)$$

где B — коэффициент пропорциональности, зависящий от качества обработки распыляющих элементов (при качестве обработки, соответствующей табл. 3.2, $B=60$, при более низком качестве обработки $B=0,55$, при более высоком $B=0,65$).

Тарировки на воде и расчеты пропускной способности по формуле (3.29) показали хорошую сходимость при расходах до 1 т/ч; свыше 1 т/ч формула дает завышенные расходы в среднем на 10 % [40].

По Л. В. Кулагину [23], угол вылета частиц жидкости из форсунки зависит от их расстояния r до оси форсунки. Так, у стенки сопла ($r=r_c$)

$$\alpha_c = 2 \arctg \frac{\mu A}{\sqrt{1 - \mu^2 A}} = 2 \arcsin \mu A. \quad (3.33)$$

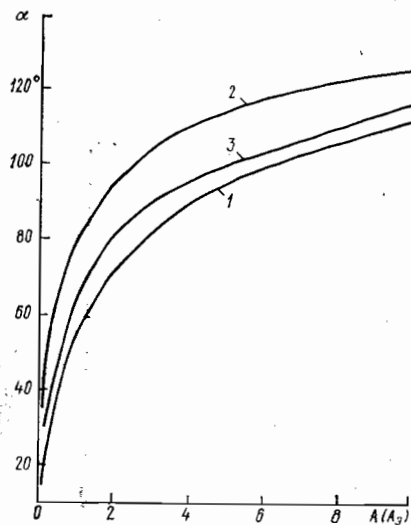


Рис. 3.9. Зависимость угла раскрытия факела α от характеристики форсунки A на границе воздушного вихря (1), у стенки сопла (2) и в среднем по факелу (3) [23].

На границе воздушного вихря ($r=r_b$)

$$\alpha_b = 2 \operatorname{arctg} \frac{\mu A}{S^2 - \mu^2 A} = 2 \operatorname{arcsin} \frac{\mu A}{S}. \quad (3.34)$$

Средний угол факела при разбивке сечений с радиусом r на элементы по dr

$$\begin{aligned} \alpha_\phi &= 2 \operatorname{arctg} \mu A r_c \frac{\int_{r_b}^{r_c} \sqrt{1 - (\mu^2 A^2 r_c^2 / r^2)} dr}{\int_{r_b}^{r_c} (r - \mu^2 A^2 r_c^2 / r) dr} = \\ &= 2 \operatorname{arctg} \frac{2\mu A \{ \sqrt{1 - \mu^2 A^2} - \sqrt{S^2 - \mu^2 A^2} - \mu A [\arccos \mu A - \arccos (\mu A / S)] \}}{1 - S^2 + 2\mu^2 A^2 \ln S}, \end{aligned} \quad (3.35)$$

где S находится по графикам на рис. 3.2.

Формулы (3.33)–(3.35) справедливы для идеальной жидкости. При расчетах углов факела реальной жидкости необходимо вместо геометрической характеристики A принимать эквивалентную геометрическую характеристику A_s , в которой учитываются потери на трение:

$$A_s = \frac{r_c R}{nr_t^2 + 0,5 \lambda R_i (R - r_c)}, \quad (3.36)$$

где λ — коэффициент сопротивления — находится по формуле

$$\lg(100\lambda) = \frac{25,8}{(\lg Re_{вх})^{2,58}}; \quad (3.37)$$

$Re_{вх}$ — число Рейнольдса во входных каналах.

По формулам (3.33)–(3.35) построены зависимости углов факела от характеристики форсунки (рис. 3.9). Разность $\alpha_b - \alpha_c$ достигает 25–26°, а при малых углах ($\alpha_c = 10 \div 26^\circ$) α_b превышает α_c более чем в 2 раза.

§ 3.3. ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ЗАВИХРИТЕЛЯ И РАСЧЕТ ПРОСТЫХ ФОРСУНОК ДЛЯ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ

Течение реальной жидкости через проточную часть центробежных форсунок (влияние вязкости жидкости, местные сопротивления, шероховатость стенок и сопротивление по длине камеры завихривания) отличается от течения идеальной жидкости. Так, при течении реальной жидкости происходит потеря энергии жидкости при входе в тангенциальные каналы завихрителя (на острых кромках каналов), при трении о стенки камеры завихривания, а также при входе жидкости из суживающего конуса камеры завихривания в сопло. За счет этого происходит потеря момента количества движения: он при входе в сопло меньше, чем при входе в камеру завихривания и при входе в тангенциальные каналы завихрителя. В результате потери момента количества движения уменьшается давление перед соплом, увеличивается расход через сопло, уменьшаются диаметр вихря в сопле и корневой угол факела.

Настоящий раздел посвящен расчету форсунок с учетом вышеперечисленных факторов. Расчет производится с учетом трения о стенки камеры завихривания и сопротивлений входных каналов и сопла форсунки формальным введением выражения коэффициента потерь энергии в выражение для определения расчетного коэффициента расхода по [33].

Влияние вязкости жидкости на гидравлику центробежной форсунки определяется комплексом:

$$\theta = \frac{\lambda_k}{2} A_d \left(\frac{R_k}{r_c} - 1 \right), \quad (3.38)$$

где λ_k — коэффициент трения о стенки камеры завихривания, определяется по критерию Re во входных каналах по графикам на рис. 3.10 или из выражений $\lambda_k = 24,6 / Re_{вх}^{0,75}$ при $Re_{вх} \leq 2,3 \cdot 10^3$ и $\lambda_k = 1,22 / Re_{вх}^{0,36}$ при $Re_{вх} > 2,3 \cdot 10^3$; $A_d = [R r_c \pi / (e n f_{вх})] \sin \beta_k$ — действующая характеристика форсунки, рассчитываемая по плечу закручивания R с учетом деформации струи при входе в камеру завихривания из-за влияния стенки камеры и набе-

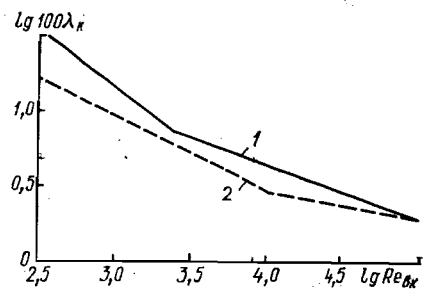


Рис. 3.10. Зависимость коэффициента трения λ_k о стенки камеры завихривания от критерия Re во входных каналах [33].

1 — полученная экспериментально; 2 — теоретическая.

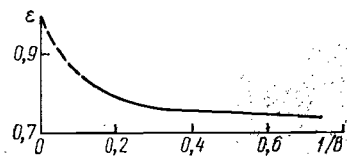


Рис. 3.11. Зависимость коэффициента деформации ε от $1/B$.

гающего встречного завихренного потока (струя деформируется и расплющивается); ε — коэффициент деформации входной струи (зависит от $1/B$, где $B = R/r_{вх}$) находится по графику на рис. 3.11; β_k — угол наклона входных каналов к оси форсунки.

Чем меньше θ , тем слабее влияние вязкости жидкости на гидравлику центробежной форсунки. Следует конструировать форсунку так, чтобы θ было невелико. Это требование выполняется, если $C_c = R/r_c$ находится в пределах 1,25—5.

Высота камеры завихривания L_k должна превышать $d_{вх}$, а относительная высота $\bar{L}_k = L_k/D_k$ должна быть не более 0,5. В отдельных случаях при удлиненной камере завихривания, как в нормализованных форсунках, относительная высота может быть больше и достигать значений $\bar{L}_k = 0,7 \div 1,0$.

Увеличение высоты камеры завихривания из-за наличия сил трения приводит к уменьшению крутящего момента, увеличению коэффициента расхода и уменьшению угла раскрытия на срезе сопла; к этому же эффекту приводит чрезмерное уменьшение относительной длины входных каналов.

Относительная длина сопла должна находиться в пределах $0,25 \leq \bar{l}_c = l_c/d_c \leq 1,0$. Увеличение $\bar{l}_c$ приводит к уменьшению угла раскрытия α .

Угол конусной части (от камеры завихривания к соплу) должен находиться в пределах $60^\circ \leq \psi \leq 120^\circ$. При углах $\psi < 60^\circ$ увеличиваются потери на трение, уменьшается угол раскрытия α и усложняется технологический процесс изготовления. При больших значениях угла конуса получается слишком резкий поворот из камеры завихривания в сопло и затрудняется обработка входной кромки соплового отверстия.

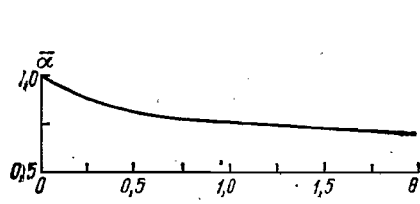


Рис. 3.12. Зависимость отношения $\bar{\alpha}$ экспериментального угла факела к теоретическому от параметра θ [33].

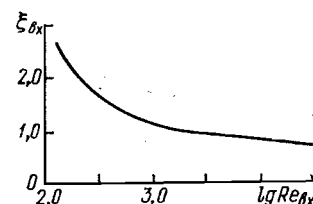


Рис. 3.13. Зависимость коэффициента $\xi_{вх}$ от $Re_{вх}$ во входных каналах.

Входные кромки тангенциальных каналов должны быть выполнены острыми, с технологическим радиусом $r = 0,1$ мм. Относительная длина каналов должна быть в пределах $l/d_{вх} = 1,5 \div 4,0$.

ЦКТИ рекомендует выдерживать следующие соотношения размеров: $0,9 > d_c/D_k > 0,25$; $n\dot{f}_{вх}/D_k^2 > 0,1$; $n \geq 2$; $l_c = (0,2 \div 0,4) d_c$; $h_{к.з} = (1 \div 5) h_k$, где $h_{к.з}$ — высота камеры завихривания; h_k — высота тангенциального канала.

Диаметр камеры завихривания выбирают из конструктивных соображений, используя вышеперечисленные зависимости и учитывая, что при большом диаметре D_k увеличиваются габариты форсунки, а при малой повышаются требования к качеству обработки и увеличивается неравномерность распределения распыленной жидкости по окружности. Исходя из этих соображений ЦКТИ рекомендует для форсунок с пропускной способностью более 2 т/ч, для которых снижение габаритных размеров имеет большое значение, принимать $d_c = (0,5 \div 0,9) D_k$, а для форсунок с малой пропускной способностью (менее 2 т/ч) — $d_c = (0,25 \div 0,50) D_k$.

Технологический диаметр камеры завихривания определяется по формуле

$$D_T = (1,02 \div 1,03) D_k + b,$$

где b — ширина тангенциального канала.

Расчет форсунок с учетом гидравлики проточной части производится методом последовательных приближений. Исходные данные для расчета: G , кг/с — расход топлива; α_0 , градус — корневой угол факела; Δp_f , Па — давление перед форсункой; ρ , кг/м³ — плотность топлива; ν , м²/с — кинематический коэффициент вязкости. Выбираем C_c , n , χ .

Для встречающегося в практике диапазона значений θ отношение $\bar{\alpha} = \alpha_{эк}/\alpha_t$ находится в пределах 0,7—1,0, т. е. действительный угол раскрытия всегда ниже теоретического. Зависимость $\bar{\alpha}$ от θ представлена на рис. 3.12.

В расчете первого приближения принимаем среднее значение $\alpha_0 = 0,85$. Тогда теоретический корневой угол факела $\alpha_1 = \alpha_0/0,85$. По графику $\alpha = f(A)$ (см. рис. 3.3) находим действующую характеристику первого приближения $A_{д1}$ и по $\mu = f(A)$ находим μ_1 , соответствующий $A_{д1}$.

Находим диаметр сопла первого приближения

$$d_{c1} = \sqrt{\frac{4G}{\pi \mu_1 \sqrt{2\rho \Delta p_{\phi}}}} \quad (3.39)$$

Находим плечо $R_1 = C_c r_{c1}$ и эквивалентный диаметр входного канала

$$d_{вх1} = 2 \sqrt{\frac{R_1 r_{c1}}{\varepsilon_0 n A_{д1}}} \quad (3.40)$$

где ε_0 определяется по зависимости ε от $1/B$ (см. рис. 3.11).

Определяем критерий Рейнольдса во входных каналах

$$Re_{вх1} = \frac{4G}{\rho v n d_{вх1} \sqrt{n}}$$

По графику $\lambda_k = f(Re_{вх})$ (см. рис. 3.10) находим $\lambda_{к1}$.

Определяем отношение радиуса камеры завихривания к радиусу сопла первого приближения

$$C_{к1} = C_c + r_{вх1}/r_{c1}$$

По формуле (3.38) находим

$$\theta_1 = 0,5 \lambda_{к1} A_{д1} (C_{к1} - 1)$$

Эквивалентная характеристика форсунки первого приближения

$$A_{э1} = \frac{A_{д1}}{1 + \theta_1} \quad (3.41)$$

По графику на рис. 3.3 по эквивалентной характеристике $A_{э1}$ находим $\mu_{\theta 1}$ и $\alpha_{\theta 1}$.

Расчетный корневой угол факела распыливания первого приближения $\alpha_{p1} = \alpha_1 \alpha_{\theta 1}$, где α_1 , соответствующий θ_1 , находим по графику на рис. 3.12.

Коэффициент потерь энергии в форсунке

$$\Delta_{\Sigma 1} = \Delta_{вх1} + \Delta_{к1} + \Delta_{c1} \quad (3.42)$$

Коэффициент потерь энергии во входных каналах

$$\Delta_{вх} = \xi_{вх} A^2 / C_c^2$$

где $C_c = R/r_c$, а коэффициент сопротивления во входных каналах $\xi_{вх}$ определяется в соответствии с $Re_{вх}$ по графику на рис. 3.13.

Коэффициент потерь энергии в камере завихривания

$$\Delta_k = \frac{\lambda_k}{\sigma^2} \left\{ \frac{1}{\sigma} \left(1 - \frac{1}{C_k} \right) + \lambda_k \left[\left(\frac{A_d}{2} - \frac{1}{2\sigma - \lambda_k} \right) \left(\frac{2}{\sigma} + \frac{A_d}{2} + \frac{1}{2\sigma - \lambda_k} + \frac{3}{2\sigma^2} \ln \frac{(2\sigma - \lambda_k) A_d C_k}{2} \right) \right] \right\}, \quad (3.43)$$

где $\sigma = 1/A_d + (\lambda_k/2) C_k$, а $C_k = R_k/r_c$.

Коэффициент потерь энергии в сопле

$$\Delta_c = \xi_c / \varphi_c^2,$$

где φ_c определяется по графику $\varphi_c = f(A)$ для $A = A_{\theta 1}$, а ξ_c находится интерполяцией:

$$\xi_c = 0,06 \text{ при } \psi = 60^\circ;$$

$$\xi_c = 0,11 \text{ при } \psi = 90^\circ;$$

$$\xi_c = 0,16 \text{ при } \psi = 120^\circ.$$

Расчетный коэффициент расхода первого приближения

$$\mu_{p1} = \frac{\mu_{\theta 1}}{\sqrt{1 + \Delta_{\Sigma 1} \mu_{\theta 1}^2}} \quad (3.44)$$

По $B_1 = R_1/r_{вх1}$ и по графику на рис. 3.11 определяем значение коэффициента деформации струи ε_1 . Сравниваем полученные значения α_{p1} , μ_{p1} , ε_1 со значениями α_0 , μ_1 , ε_0 . Основное внимание обращаем на совпадение μ_{p1} и μ_1 . Если расхождения превышают допустимые, выполняют расчет второго приближения.

Находят $\alpha_2 = \alpha_0 \bar{\alpha}_1$ ($\bar{\alpha}_1$ из расчета первого приближения), по которому из графика на рис. 3.3 находим $A_{д2}$ и μ_2 . С учетом коэффициента потерь энергии первого приближения

$$\mu'_2 = \frac{\mu_2}{\sqrt{1 + \Delta_{\Sigma 1} \mu_2^2}} \text{ и } d_{c2} = \sqrt{\frac{4G}{\pi \mu'_2 \sqrt{2\rho \Delta p_{вх}}}}$$

Плечо закручивания при втором приближении $R_2 = C_c r_{c2}$.

Эквивалентный диаметр входного канала при втором приближении

$$d_{вх2} = 2 \sqrt{\frac{R_2 r_{c2}}{\varepsilon_1 n A_{д2}} - \frac{\lambda_{к1}}{2} \frac{R_2 r_{c2}}{\varepsilon_1 n}} \quad (3.45)$$

Критерий Рейнольдса во входных каналах при втором приближении

$$Re_{вх} = \frac{4G}{\rho v n d_{вх2} \sqrt{n}}$$

Коэффициент λ_k — находим по графику $\lambda_k = f(\text{Re}_{\text{вх}})$ по $\text{Re}_{\text{вх}2}$.
Эквивалентную геометрическую характеристику второго приближения определяем по формуле

$$A_{\text{в}2} = \frac{R_2 r_{\text{с}2}}{\varepsilon_1 n r_{\text{вх}2}^2 (1 + \theta)},$$

где

$$\theta_2 = \frac{\lambda_k}{2} - \frac{R_2 r_{\text{с}2}}{\varepsilon_1 n r_{\text{вх}2}^2} (C_{\text{к}2} - 1); \quad C_{\text{к}2} = C_{\text{с}} + \frac{r_{\text{вх}2}}{r_{\text{с}2}}.$$

По графику на рис. 3.3 определяем μ_{θ_2} и α_{θ_2} , соответствующие значению $A_{\text{в}2}$; α_2 определяем по графику $\alpha = f(\theta)$.

Корневой угол факела при втором приближении

$$\alpha_{\text{р}2} = \bar{\alpha}_2 \alpha_{\theta_2}.$$

Аналогично расчету первого приближения определяем коэффициент потерь энергии второго приближения $\Delta \Sigma_2$ и расчетный коэффициент расхода второго приближения

$$\mu_{\text{р}2} = \frac{\mu_{\theta_2}}{\sqrt{1 + \Delta \Sigma_2 \mu_{\theta_2}^2}}.$$

По $B_2 = R_2 / r_{\text{вх}2}$ по графику $\varepsilon = f(1/B)$ определяем ε_2 . Сравниваем значения $\alpha_{\text{р}2}$, $\mu_{\text{р}2}$ и ε_2 со значениями α_0 , μ_2' и ε_1 . Если расхождения превышают допустимые, выполняют расчет третьего приближения. Если последовательные приближения сходятся плохо, необходимо уменьшить выбранное значение $C_{\text{с}}$.

Пример расчета топливного завихрения центробежной механической форсунки с учетом сопротивления проточной части

Рассчитать геометрические параметры завихрителя при расходе мазута М100 $G_{\text{м}} = 2000$ кг/ч с давлением перед форсункой $P = 3,5$ МПа. Температура мазута $t_{\text{м}} = 130^\circ\text{C}$, вязкость $2,5^\circ\text{ВУ}$, плотность при 130°C $\rho = 873$ кг/м³. Действительный корневой угол факела (угол распыливания) $\alpha_0 = 70^\circ$.

1. Выбираем значения $C_{\text{с}}$, n , ψ :

$$C_{\text{с}} = 2,175; \quad n = 6; \quad \psi = 60^\circ.$$

2. Находим теоретическое значение корневой угла факела первого приближения, принимая $\alpha_0 = 0,875$:

$$\alpha_1 = \alpha_0 / \bar{\alpha}_0 = 70 / 0,875 = 80^\circ.$$

3. По α_1 находим $A_{\text{д}1}$ и по $A_{\text{д}1}$ определяем μ_1 (см. рис. 3.3):

$$A_{\text{д}1} = 1,95; \quad \mu_1 = 0,305.$$

4. Диаметр сопла первого приближения

$$d_{\text{с}1} = \sqrt{\frac{4\sigma}{\pi \mu \sqrt{2\rho \Delta p}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2000}{3,14 \cdot 0,305 \sqrt{2 \cdot 873 \cdot 3,5 \cdot 10^6}}} = 0,00545 \text{ м.}$$

5. Плечо закручивания завихрителя

$$R_1 = C_{\text{с}} r_{\text{с}1} = 2,175 \cdot 2,723 = 5,923 \text{ мм.}$$

6. Коэффициент деформации струи ε_0 , если задаться значением $1/B = 0,2$ (см. рис. 3.11), равен 0,79.

7. Эквивалентный диаметр входного канала первого приближения

$$d_{\text{вх}1} = 2 \sqrt{\frac{R_1 r_{\text{с}1}}{\varepsilon_0 n A_{\text{д}1}}} = 2 \sqrt{\frac{5,923 \cdot 2,723}{0,79 \cdot 6 \cdot 1,95}} = 2,642 \text{ мм.}$$

8. Число Re во входных каналах

$$\text{Re}_{\text{вх}1} = \frac{4G}{\rho \nu d_{\text{вх}1} \sqrt{n}} = \frac{4 \cdot 2000}{3600 \cdot 873 \cdot 15,73 \cdot 10^{-6} \cdot 3,14 \cdot 0,002642 \sqrt{6}} = 796.$$

9. По $\text{Re}_{\text{вх}1}$ определяем коэффициент трения λ_k (см. рис. 3.10):

$$\lg \text{Re}_{\text{вх}1} = \lg 796 = 2,9009; \quad \lg 100 \lambda_k = 1,215; \quad \lambda_k = 0,164.$$

10. Комплекс $\theta_1 = 0,5 \lambda_k A_{\text{д}1} (C_{\text{к}} - 1)$, где

$$C_{\text{к}1} = C_{\text{с}} + r_{\text{вх}1} / r_{\text{с}1} = 2,175 + 1,321 / 2,720 = 2,66;$$

тогда

$$\theta = 0,5 \cdot 0,164 \cdot 1,95 (2,66 - 1) = 0,265.$$

11. Эффективная характеристика форсунки первого приближения

$$A_{\text{в}1} = \frac{A_{\text{д}1}}{1 + \theta_1} = \frac{1,95}{1,265} = 1,54.$$

12. Коэффициент истечения первого приближения и корневой угол факела по $A_{\text{в}1}$ (см. рис. 3.3) при $A_{\text{в}1} = 1,54$:

$$\mu_{\theta 1} = 0,342; \quad \alpha_{\theta 1} = 75^\circ.$$

13. Расчетный корневой угол факела первого приближения

$$\alpha_{\text{р}1} = \bar{\alpha}_1 \alpha_{\theta 1} = 0,87 \cdot 75 = 65,5^\circ.$$

14. Коэффициент потерь энергии на входе ($\xi_{\text{вх}}$ определяем по графику на рис. 3.13)

$$\Delta_{\text{вх}1} = \xi_{\text{вх}} A_{\text{в}1}^2 / C_{\text{с}}^2 = 1,2 \cdot 1,54^2 / 2,175^2 = 0,391.$$

15. Коэффициент потерь энергии в камере завихривания [см. формулу (3.43)]

$$\Delta_{\text{к}1} = \frac{\lambda_k}{\sigma^2} \left\{ \frac{1}{\sigma} \left(1 - \frac{1}{C_{\text{к}1}} \right) + \lambda_k \left[\left(\frac{A_{\text{д}1}}{2} + \frac{1}{2\sigma - \lambda_k} \right) \left(\frac{2}{\sigma} + \frac{A_{\text{д}1}}{2} + \frac{1}{2\sigma - \lambda_k} \right) + \frac{3}{2\sigma^2} \ln \frac{(2\sigma - \lambda_k) A_{\text{д}1} C_{\text{к}1}}{2} \right] \right\} = \frac{0,164}{0,731^2} \left\{ \frac{1}{0,731} \times \right. \\ \times \left(1 - \frac{1}{2,66} \right) + 0,164 \left[\left(\frac{1,95}{2} + \frac{1}{2 \cdot 0,731 - 0,164} \right) \times \right. \\ \times \left(\frac{2}{0,731} + \frac{1,95}{2} + \frac{1}{2 \cdot 0,731 - 0,164} \right) + \\ \left. \left. + \frac{3}{2 \cdot 0,731^2} \ln \frac{(2 \cdot 0,731 - 0,164) \cdot 1,95 \cdot 2,66}{2} \right] \right\} = 0,827,$$

где $\sigma = 1/A_{\text{д}1} + 0,5 \lambda_k C_{\text{к}1} = 1/1,95 + 0,5 \cdot 0,164 \cdot 2,66 = 0,731$.

16. Коэффициент потерь энергии в сопле

$$\Delta c_1 = \xi_c / \varphi_c^2 = 0,06 / 0,553^2 = 0,196,$$

где φ_c определяется по графику на рис. 3.3 по A_{01} .

17. Суммарный коэффициент потерь энергии

$$\Delta \Sigma_1 = \Delta \Sigma_{11} + \Delta c_1 + \Delta c_1 = 0,391 + 0,827 + 0,196 = 1,414.$$

18. Расчетный коэффициент расхода первого приближения

$$\mu_{p1} = \frac{\mu_{01}}{\sqrt{1 + \Delta \Sigma_1 \mu_{01}^2}} = \frac{0,342}{\sqrt{1 + 1,414 \cdot 0,342^2}} = 0,317.$$

Расчет заканчиваем, так как расчетные значения $\alpha_{p1} = 65,5^\circ$, $\mu_{p1} = 0,317$ и $\varepsilon_1 = 0,785$ мало отличаются от $\alpha_0 = 70^\circ$, $\mu_1 = 0,305$ и $\varepsilon_0 = 0,79$ и удовлетворяют нас.

Основные технологические (принятые) размеры завихрителя:

а) при площади тангенциального канала $f = \pi d^2_{\text{вх1}}/4 = 5,48 \text{ мм}^2$ принимаем ширину прямоугольного канала $a = 2,7 \text{ мм}$, глубину $b = 2,0 \text{ мм}$;

б) диаметр камеры завихривания $D = 2R_1 = 11,846 \text{ мм}$; принимаем $D = 12,0 \text{ мм}$;

в) диаметр сопла принимаем $d_c = 5,5 \text{ мм}$.

Пример расчета топливного завихрителя по методу ЦКТИ

Задание то же, что и в примере расчета с учетом сопротивления проточной части.

1. Масштаб завихрителя

$$M = \frac{G_m}{k \sqrt{\Delta p p}} = \frac{2000}{0,805 \sqrt{35,7 \cdot 873}} = 14,073 \text{ мм}^2,$$

где $k = 0,805$.

2. Принимаем в первом приближении геометрическую характеристику форсунки $A = d_c^{1,2} D^{0,8} / (n f) = 2$, а диаметр камеры завихривания $D = 12,4 \text{ мм}$.

3. Диаметр сопла завихрителя

$$d_c = \sqrt{M \sqrt{A^2 + 1,5}} = \sqrt{14,073 \sqrt{2^2 + 1,5}} = 5,74 \text{ мм}.$$

4. Общая площадь тангенциальных каналов

$$n f = d_c^{1,2} D^{0,8} / A = 5,74^{1,2} \cdot 12,4^{0,8} / 2 = 30,6 \text{ мм}^2,$$

тогда при $n = 6$ $f = 5,1 \text{ мм}^2$.

Основные технологические (принятые) размеры завихрителя:

а) при площади тангенциального канала $f = 5,1 \text{ мм}^2$ принимаем $a = 2,6 \text{ мм}$, $b = 2,0 \text{ мм}$;

б) диаметр камеры завихривания $D = 12,4 \text{ мм}$;

в) диаметр сопла $d_c = 5,7 \text{ мм}$.

В качестве примера для расчетов был использован нормализованный завихритель 14 ОСТ 108.568.03—80 (см. табл. 4.11), у которого $a = 2,8 \text{ мм}$, $b = 2,0 \text{ мм}$, $D = 12,4 \text{ мм}$, $d_c = 5,7 \text{ мм}$. Все завихрители этого типа рассчитаны по методу ЦКТИ.

§ 3.4. ДИСПЕРСИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Для определения дисперсности распыливания, распределения капель по фракциям существует несколько способов. Широкое распространение получил метод улавливания капель на поверхность, покрытую слоем парафина, копоты или различными маслами. Способ обеспечивает большую точность опреде-

ления при отсутствии вторичного дробления капель на улавливающей поверхности. Определение диаметра капли ведется по диаметру отпечатка.

Метод улавливания капель сектором основан на распыливании расплавленного воска или разогретого парафина. Капли воска или парафина застывают в потоке воздуха, улавливаются вращающимся сектором и затем рассеиваются на ситах. Метод обеспечивает высокую точность: им может быть измерено $(4 \div 6) \cdot 10^7$ капель против $(3 \div 9) \cdot 10^3$ капель, измеряемых методом улавливания на поверхность.

Оптический способ основан на явлении рассеяния плоской монохроматической волны света каплями жидкости. В качестве источника света используются оптические квантовые генераторы, например гелий-неоновый лазер, генерирующий электромагнитные колебания с длиной волны $\lambda = 0,632 \text{ мкм}$. За генератором расположена коллимирующая система, посылающая пучок света с углом расхождения лучей менее 10^{-3} рад через факел распыливаемой жидкости; далее пучок света попадает на собирающую линзу. Измерение интенсивности света производят вне фокального пятна. Кривая, характеризующая интенсивность рассеянного света (индикатриса рассеяния), может быть использована для определения функции распределения капель по размерам в объеме аэрозоля, попадающего в световой пучок. Сигналы поступают на самописец или фотопленку и обрабатываются на ЭВМ. Недостатками метода являются необходимость измерений индикатрисы рассеяния света с высокой степенью точности (около 1 %), сложность обработки и то, что он не является универсальным, так как основан на использовании конкретного вида функции распределения капель по размерам [33].

Используется также метод мгновенного микрофотографирования. Способ не вносит искажение в развитие струй, не вызывает деформации капель, позволяет исследовать различные участки струи. Недостатками способа являются неясность фотографий, поскольку в фокус объектива попадает лишь часть струи, и затруднительность обработки: многие частицы неправильной формы располагаются не в фокусе.

Существует косвенный метод измерения дисперсности распыливания тепловым зондом, который представляет собой термомпару, нагреваемую током. Попадающие на спай капли испаряются, отнимая теплоту от термомпары. Изменение электрического сигнала зависит от радиуса капли. Эта зависимость определяется тарировкой.

Кривая распределения капель по фракциям описывается статистической зависимостью Розина — Раммлера:

$$R = 100e^{-(d_i/d_{cp})^m}, \quad (3.46)$$

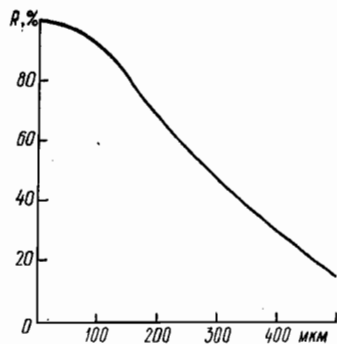


Рис. 3.14. Распределение капель по фракциям для механических форсунок ЦККБ с диаметром сопла $d_c = 8,0$ мм (кривая Розина — Раммлера) [38].

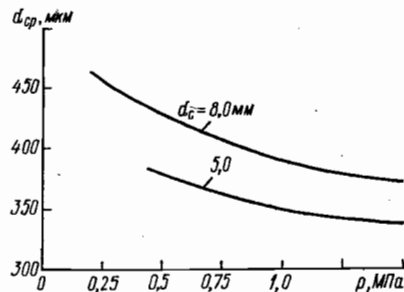


Рис. 3.15. Зависимость среднего диаметра капель d_{cp} от давления распыливаемой жидкости p в механических форсунках ЦККБ [38].

где R — относительный вес капель (в процентах), размеры которых превышают d_i ; d_i — текущий диаметр капель; d_{cp} — средний диаметр капель, соответствующий $R = 100/e = 36,8$ %; m — коэффициент распределения капель по фракциям; по работе [38] $m = 2$ (с отклонениями $\pm 0,4 \div 0,5$); по Л. В. Кулагину, $m = 3 \pm 2$.

На рис. 3.14 показана зависимость Розина — Раммлера для механических форсунок ЦККБ по работе [38].

Дисперсность распыливания характеризуется также медианым диаметром капель d_m — диаметром, соответствующим $R = 50$ %. Из формулы (3.46) медианный и средний диаметры связаны соотношением

$$d_{cp} = d_m / \sqrt[3]{\ln 2}. \quad (3.47)$$

С ростом давления средний диаметр капель уменьшается и соответствует зависимости $d_{cp} \approx \Delta p^{-k_2}$, где $k_2 \approx 0,2$. Для форсунок малого диаметра (до $d_c = 3$ мм), по З. И. Геллеру, М. Я. Морозкину, Л. В. Кулагину, Л. Г. Блоху и Н. Н. Струлевичу [38], $k_2 = 0,3 \div 0,37$. Для форсунок большого диаметра (до $d_c = 16$ мм), по Уэйнбергу [38], $k_2 = 0,14$. Таким образом, с увеличением диаметра сопла, уменьшается влияние давления на тонкость распыливания. На рис. 3.15 [9] показаны зависимости изменения среднего диаметра капель от давления для механических форсунок ЦККБ.

С увеличением вязкости распыливание угрубляется. Изменение размеров среднего диаметра капель от вязкости показано на рис. 3.16. Дисперсность распыливания зависит от диаметра сопла форсунки. На рис. 3.17 [9] показана зависимость среднего диаметра капель от диаметра сопла. Они связаны между собой

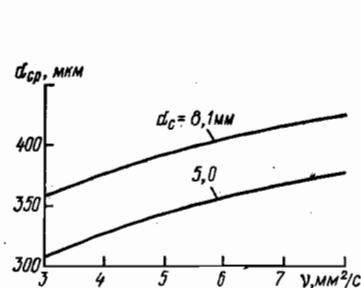


Рис. 3.16. Зависимость среднего диаметра капель d_{cp} от вязкости ν распыливаемой жидкости в паромеханических форсунках (без распыливающего агента) [10].

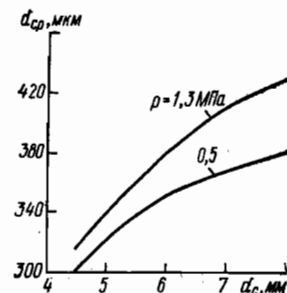


Рис. 3.17. Зависимость среднего диаметра капель d_{cp} от диаметра сопла d_c при распыливании механической форсункой ЦККБ парафина с вязкостью 6 мм²/с [38].

соотношением $d_{cp} \approx d_c^{0,5+0,6}$. По другим данным для форсунок малой производительности эта степень составляет $0,2; 0,6; 1,0$.

Для форсунок с малым d_c другие геометрические размеры ($D, f_{вх}$) существенно влияют на дисперсность распыливания; это влияние слабее, чем больше d_c . Так, по работе [42] максимальный диаметр капель d_{max} зависит от параметра $\sqrt{M/\Delta p}$ и определяется формулой

$$d_{max} = C \sqrt{M/\Delta p}, \quad (3.48)$$

где M — масштаб форсунки; Δp — давление распыливаемой жидкости; C — коэффициент пропорциональности, зависящий от свойств распыливаемой жидкости и качества обработки элементов топливного завихрителя; $C = 1000$, если качество обработки удовлетворяет табл. 3.2.

Методика определения спектра размеров капель, предложенная ЦКТИ, выражается зависимостью

$$n = N e^{-a^2 d}, \quad (3.49)$$

где d — текущий диаметр капли; n — количество капель, размер которых больше d ; N — общее количество капель в заданной массе распыленной жидкости; a — параметр распределения.

Наиболее вероятный диаметр капли в соответствии с (3.49)

$$d_0 = \frac{1}{a \sqrt{2}}, \quad (3.50)$$

а максимальный диаметр капли в объеме распыленного факела, состоящего из N капель, вычисляется по формуле

$$d_{max}^N = \sqrt{\frac{\lg N}{a^2 \lg e}}. \quad (3.51)$$

Для оценки дисперсности распыливания рекомендуется определение максимального диаметра капель в 100 каплях распыленного факела на максимальном радиусе орошения. Тогда в соответствии с выражением (3.49)

$$d_{\max}^{100} = \frac{2,146}{a} \quad (3.52)$$

При качестве обработки, указанной в табл. 3.2, в соответствии с формулами (3.48) и (3.52) параметр a при распыливании воды определяется формулой

$$a = 2,146 \cdot 10^{-3} \sqrt{\Delta p / M}. \quad (3.53)$$

Дисперсность распыливания зависит от нагрузки форсунки. С понижением нагрузки у механических и паромеханических форсунок (при отсутствии распыливающего агента) $d_{\text{ср}}$ непрерывно увеличивается. У паромеханических (с распыливающим агентом) и форсунок с обратным сливом наблюдается некоторое увеличение $d_{\text{ср}}$ с понижением нагрузки (с максимумом в районе 50—70 % $G_{\text{ном}}$) с дальнейшим понижением его [22].

Для определения толщины пленки δ на срезе сопла Н. Н. Струлевичем предложена зависимость [22]

$$\frac{\delta}{d_c} = \frac{1 - \sqrt{1 - \mu \cos(\alpha/2)}}{2 \cos(\alpha/2)}, \quad (3.54)$$

где α — угол раскрытия факела.

В упрощенном виде

$$\delta = 0,56 \mu r_c. \quad (3.55)$$

Связь между медианным диаметром и толщиной пленки для механических и паромеханических форсунок большой пропускной способности (800 кг/ч и выше) выражается [40] соотношением

$$\frac{d_m}{\delta} = 15 \left(\frac{\delta w}{\nu} \cdot 10^3 \right)^{-0,4}, \quad (3.56)$$

где $\delta w / \nu$ — критерий Рейнольдса пленки.

При испытаниях ВТИ ряда форсунок [40] (механической по ОСТ 24.836.01, механической двухконтурной с обратным сливом, механической двухступенчатой ВТИ-БЭРН, паромеханической ТКЗ-7 и паромеханической «Титан») на водяном стенде с давлением воды 3,3—3,4 МПа на номинальной нагрузке наиболее худшие характеристики по дисперсности распыливания (максимальные значения $d_{\text{ср}}$ приблизительно равны 570 и 850 мкм и $d_{\max}$ около 920 и 1360 мкм) были получены у механической форсунки и механической с обратным сливом, наиболее лучшие ($d_{\text{ср}}$ равно 170 и 370 мкм и $d_{\max}$ равно 270 и 600 мкм) — у паромеханической ТКЗ-7 и паромеханической «Титан».

Важными показателями работы форсунок являются плотность орошения и поле плотности орошения. При снижении нагрузки зона максимальной плотности орошения смещается к периферии факела; угол раскрытия факела с понижением нагрузки у механических форсунок возрастает (у механических с понижением нагрузок от 100 до 50 % примерно на 10 %, у форсунок со сливом на 20 %), у остальных не меняется.

§ 3.5. КОНСТРУКЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЕМЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ФОРСУНОК

Диапазон регулирования простых центробежных форсунок составляет 70—100 %. При снижении пропускной способности

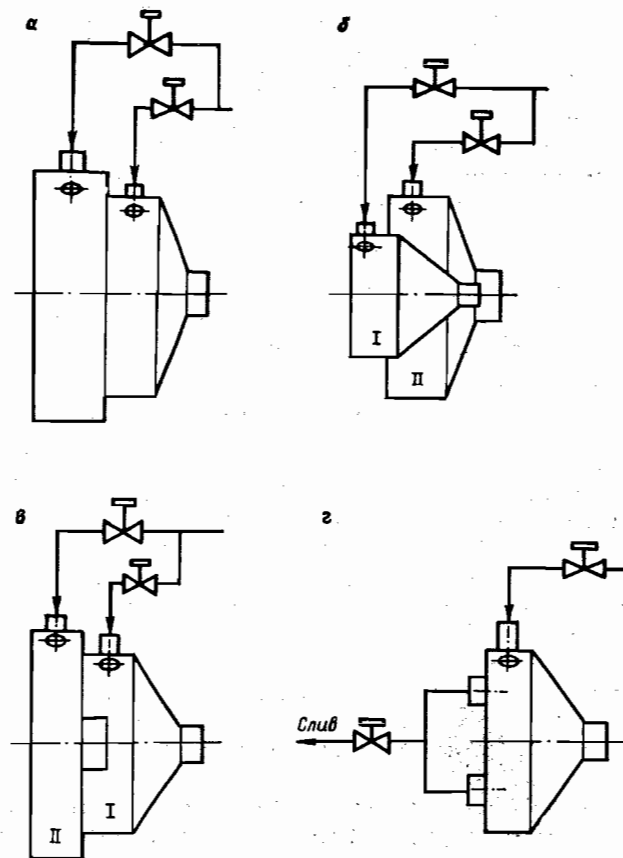


Рис. 3.18. Принцип действия регулируемых центробежных форсунок.

a — двухступенчатая однокамерная; $б$ — двухсопловая; $в$ — двухступенчатая с общим выходным соплом; $г$ — с перепуском топлива.

ниже 70 % (понижение давления топлива более чем в 2 раза) резко ухудшается качество распыливания топлива.

Следовательно, для более широкого изменения диапазона регулирования (а у котлов он может составлять 30—100 %) желательно применение регулируемых центробежных форсунок. Они разделяются на однокамерные двухступенчатые (ступени имеют разные сечения тангенциальных каналов), двухсопловые (с двумя камерами завихривания и двумя соплами, одно внутри другого), двухкамерные с общим выходным соплом и форсунки со сливом топлива. Принцип действия регулируемых форсунок показан на рис. 3.18. Первые три типа форсунок относятся к двухконтурным форсункам.

Двухступенчатые однокамерные форсунки

Двухступенчатые форсунки с одним выходным соплом (рис. 3.18, а) выполняются с разными эквивалентными диаметрами входных тангенциальных каналов первой и второй ступени; у первой ступени суммарная площадь сечения тангенциальных каналов меньше, чем у второй. Конструктивно распылитель может быть выполнен как одной деталью, так и двумя. Оси тангенциальных каналов первой и второй ступени могут располагаться в одной плоскости, перпендикулярной к оси форсунки, и в двух параллельных плоскостях (как на рисунке). Число каналов и их форма у ступеней могут быть разными; разными могут быть также и радиусы плеч завихривания.

При раздельной работе расход первой ступени меньше, чем второй при одинаковом давлении топлива перед ними. На низких нагрузках работает первая ступень форсунки. На определенном этапе, когда ресурсы по пропускной способности первой ступени исчерпаны, включается вторая ступень.

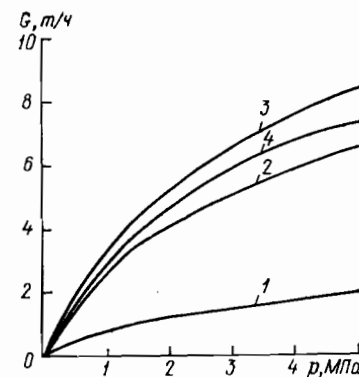
Суммарный расход топлива через форсунку при одинаковом давлении перед обеими ступенями меньше суммы расходов через первую и вторую ступени при их раздельной работе в среднем на 13—17 % при давлениях 1,5—5 МПа. При меньшем давлении разница достигает 21 % (рис. 3.19) [19].

При постоянном давлении перед первой ступенью все кривые начинаются из точки, где расход через вторую ступень равен 0, при этом манометр второй ступени показывает давление p_k , возникающее в камере завихривания при подаче жидкости в первую ступень.

В работе [19] испытаниям подвергались четыре типа двухступенчатых однокамерных форсунок. Измерения показали, что p_k пропорционально давлению в рабочей ступени.

При постоянных давлениях первой ступени p_1 (2; 3; 4 и 5 МПа) зависимости расходов жидкости от давления второй ступени p_{II} имеют резкий подъем в начале включения второй

Рис. 3.19. Зависимость расхода G двухступенчатой однокамерной форсунки от давления p .
1 — при работе одной первой ступени; 2 — при работе одной второй ступени; 3 — суммарный при раздельной работе; 4 — суммарный при совместной работе.



ступени, т. е. тогда, когда $p_{II} > p_k$ (изменение p_{II} на 0,5 МПа дает увеличение G на 1,7 т/ч). Поэтому уже небольшая разница в моменте включения в работу второй ступени приводит к существенному различию расходов через отдельные форсунки на одном коллекторе при давлениях, соответствующих участку резкого подъема общего расхода. По этой причине при комплектации двухступенчатых форсунок недостаточно проверить общий расход при номинальном давлении. Комплектование следует производить и при закрытой второй ступени по расходу первой ступени G_1 и по p_k — по давлению в топливопроводе второй ступени при номинальном давлении первой ступени.

При давлении второй ступени большем давления первой ступени на 0,5 МПа рост общего расхода замедляется, а при дальнейшем росте p_{II} наступает момент, когда давление первой ступени становится равным давлению в камере завихривания, т. е. $p_1 = p_k$; тогда расход через первую ступень становится равным 0 ($G_1 = 0$). При дальнейшем росте p_{II} для сохранения постоянным давления первой ступени часть жидкости перепускается через каналы первой ступени. В этом случае расходные кривые характеризуют расход топлива через вторую ступень, а расход через сопло несколько меньше расхода через вторую ступень на перепускаемое количество топлива через первую ступень.

Сравнение d_{max}^{100} показывает, что при работе первой и второй ступени или их совместной работе при одинаковом давлении качество распыливания у рассматриваемых форсунок меняется мало, при этом диаметр капель d_k пропорционален $\sqrt{1/p}$. Поскольку при совместной работе при одинаковом давлении двухступенчатая форсунка работает как одноступенчатая, то отсюда следует, что такая одноступенчатая форсунка определяет дисперсность распыливания и при работе разных ступеней самостоятельно.

Двухсопловые форсунки

В двухсопловых форсунках (рис. 3.18, б) в единое целое скомбинированы две ступени центробежных форсунок I и II, каждая из которых может выполняться по различным схемам одноступенчатой центробежной форсунки, т. е. может быть выполнена с подводящими каналами круглого или прямоугольного сечения; каналы могут быть выполнены тангенциально к камере завихривания или с отклонением от тангенциального направления, перпендикулярно к оси завихрителя или наклонно; в ряде случаев первую ступень выполняют с винтовым завихрителем. Камеры закручивания обеих ступеней раздельны. Сопло первой ступени меньше сопла второй ступени и находится либо внутри него, либо в непосредственной близости от него. Подвод топлива к входным каналам ступеней раздельный, от общего коллектора. На линии подвода топлива ко второй ступени устанавливается пружинный клапан; натягом пружины регулируется подъем клапана от давления топлива перед ним, т. е. момент (по давлению) начала открытия клапана и подачи топлива во вторую ступень.

При небольших давлениях и малых расходах топливо подается только во внутреннюю (первую) ступень и распыливается через внутреннее сопло, при дальнейшем увеличении давления начиная с определенного момента (в зависимости от натяга пружины клапана) включается в работу вторая ступень. В момент включения второй ступени качество распыливания из-за низкого давления топлива ухудшается.

Отношение максимального и минимального расходов определяется формулой

$$\frac{G_{\max}}{G_{\min}} = \frac{f_1 \mu_1 + f_2 \mu_2}{f_1 \mu_1} \sqrt{\frac{p_{\max}}{p_{\min}}}, \quad (3.57)$$

где f_1 и f_2 — площади сечений сопловых отверстий первой и второй ступени; μ_1 и μ_2 — коэффициенты расходов сопел первой и второй ступени; $p_{\max}$ и $p_{\min}$ — максимальное и минимальное давление топлива перед ступенями.

На рис. 3.20 [33] приведены характеристики расхода двухсопловой форсунки при раздельной подаче топлива к каждой ступени (кривые 1 и 2) и суммарной при раздельной работе обеих ступеней с одинаковым давлением (кривая 3). Сумма расходов топлива через обе ступени при одинаковом давлении и раздельной работе совпадает с суммарным расходом при совместной работе (кривая 4); при испытании форсунок разница не превышала 1—2 %.

Соотношение давлений в первой и во второй ступенях зависит от характеристики клапана-регулятора, жесткости пружины и ее затяжки и описывается линейным уравнением

Рис. 3.20. Зависимость расхода G от давления p двухсопловой форсунки [33].

1 — при работе одной первой ступени; 2 — при работе одной второй ступени; 3 — суммарный при раздельной работе; 4 — суммарный при совместной работе.

жины и ее затяжки и описывается линейным уравнением

$$p_{II} = b(p_I - p_K), \quad (3.58)$$

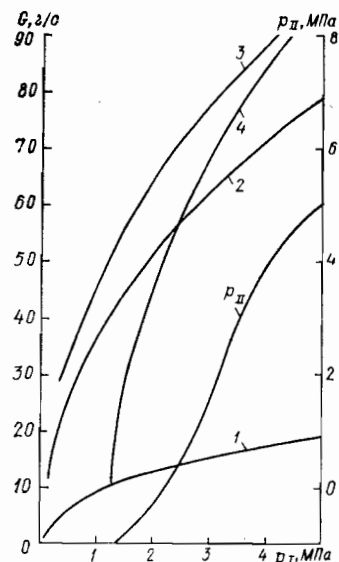
где p_I и p_{II} — давление в первой и второй ступенях; p_K — давление начала открытия клапана; b — коэффициент пропорциональности.

Коэффициент b и p_K зависят от настройки клапана.

Каждая ступень двухсопловой форсунки рассчитывается по изложенной выше методике отдельно, причем при расчете второй ступени за радиус воздушного вихря принимается наружный (конструктивный) радиус сопла первой ступени. Расчет второй ступени ведется по обычной методике, если диаметр ее воздушного вихря больше наружного диаметра сопла первой ступени. Если диаметр воздушного вихря второй ступени меньше наружного диаметра сопла первой ступени, то коэффициент расхода этой ступени можно найти по уравнению (3.23), в котором S_b заменяется на $S_{ц} = r_{ц}/r_c$, где $r_{ц}$ — наружный радиус центрального сопла, а коэффициент живого сечения будет определяться не размером диаметра воздушного вихря, а наружным диаметром сопла первой ступени и может быть назван конструктивным коэффициентом живого сечения

$$\varphi' = 1 - (r_{ц}/r_c)^2. \quad (3.59)$$

Эксперименты показали [22], что при неизменном внутреннем диаметре сопла второй ступени и уменьшении диаметра сопла первой ступени, т. е. при изменении φ' , коэффициент расхода второй ступени прямолинейно возрастает при изменении φ' от 0, соответствующего отсутствию деталей первой ступени, до значения $\varphi' = \varphi = 0,42$. При дальнейшем увеличении φ' коэффициент расхода не меняется. Экспериментальная зависимость μ от φ' [22] представлена на рис. 3.21. Значение $\varphi' = 0,42$ является расчетным значением коэффициента живого сечения. При $\varphi' \geq 0,42$, когда диаметр воздушного вихря второй ступени больше наружного диаметра сопла первой ступени, первая ступень перестает влиять на истечение второй ступени ($\mu = \text{const}$).



Из выражения закона сохранения момента количества движения $vR = \text{const}$ следует, что максимальная тангенциальная составляющая скорости при $\varphi' < \varphi$ зависит от наружного диаметра сопла первой ступени. Чем больше наружный диаметр сопла первой ступени, тем меньше максимальное значение тангенциальной скорости и угол факела. Уменьшению тангенциальной скорости и угла факела способствует и наличие дополнительной поверхности трения, каковой является наружная поверхность сопла первой ступени, особенно при работе на тяжелых топливах; потеря момента количества движения вызывает уменьшение тангенциальной скорости и угла факела.

В применяемых конструкциях двухсопловых форсунок геометрическая характеристика второй ступени обычно больше $A = 2,5 \div 3,0$. Согласно зависимости $A = f(\varphi)$ для идеальной форсунки диаметр воздушного вихря $d_v = (0,75 \div 0,77) d_c$. Если отношение наружного диаметра сопла первой ступени к внутреннему диаметру сопла второй ступени меньше $0,75 - 0,77$, т. е. $\varphi' > \varphi$, расчет второй ступени можно производить по методике расчета одноступенчатой центробежной форсунки.

Суммарный расход при одновременной работе обеих ступеней определяется как арифметическая сумма расходов через первую и вторую ступени:

$$Q_c = Q_I + Q_{II} = \frac{1}{4} \pi \mu_I d_{cI}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_I} + \frac{1}{4} \pi \mu_{II} d_{cII}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{II}},$$

где Q_I и Q_{II} — объемные расходы соответственно через первую и вторую ступени; μ_I и μ_{II} — коэффициенты расхода соответственно первой и второй ступени; d_{cI} и d_{cII} — диаметры сопел первой и второй ступени.

Обычно геометрическая характеристика первой ступени больше, чем второй ступени. И следовательно, угол раскрытия факела у первой ступени больше, чем у второй. Если сложить векторы количества движения топлива первой и второй ступеней, то направление суммарного вектора определит общий угол факела, который можно вычислить по формуле

$$\cos(\alpha_c/2) = \frac{v_I G_I \cos(\alpha_I/2) + v_{II} G_{II} \cos(\alpha_{II}/2)}{v_I G_I + v_{II} G_{II}}, \quad (3.60)$$

где $v_I, v_{II}, G_I, G_{II}, \alpha_I$ и α_{II} — соответственно скорости истечения, массовые расходы и углы факела при работе соответственно первой и второй ступени.

На качество работы второй ступени влияет точность сборки деталей первой и второй ступени, особенно это проявляется у форсунок с $\varphi' < \varphi$, когда наружный диаметр сопла первой ступени больше диаметра воздушного вихря второй ступени. При эксцентриситете возрастает расход топлива, появляется асимметрия факела и асимметрия поля плотности орошения.

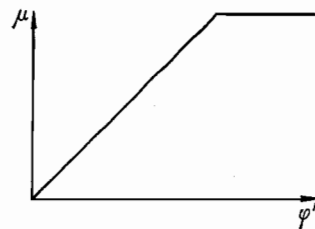


Рис. 3.21. Зависимость коэффициента расхода μ от коэффициента живого сечения сопла φ' в двухсопловой форсунке [22].

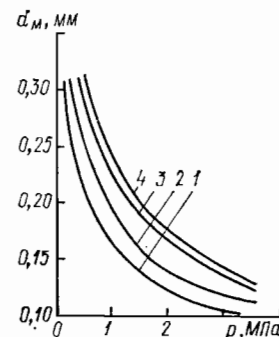


Рис. 3.22. Зависимость медианного диаметра капель d_m от давления топлива p в двухсопловой форсунке [22]. 1 — при работе одной первой ступени; 2 — при работе одной второй ступени; 3 — при совместной работе (эксперимент); 4 — при совместной работе (расчет по уравнению).

На рис. 3.22 показаны зависимости медианного диаметра капель первой и второй ступени от давления при раздельной их работе, полученные экспериментальным путем [22]; на том же графике представлены зависимости медианного диаметра капель, полученного при совместной работе ступеней и расчетным путем по уравнению

$$d_{m.c} = d_{mII} \frac{G_I + G_{II}}{G_{II}}, \quad (3.61)$$

где d_{mII} — медианный диаметр капель второй ступени.

Зависимость (3.56) получена, если в первом приближении при одном и том же давлении в ступенях считать толщину пленки пропорциональной расходу топлива и среднему диаметру капель. Так как экспериментальные и расчетные кривые располагаются близко друг к другу, то для ориентировочной оценки тонкости распыливания можно использовать уравнение (3.56).

Кривые зависимости медианного диаметра капель от давления, полученные при раздельной работе ступеней (см. рис. 3.22), подчиняются полученной многими авторами зависимости

$$\frac{d_m}{\delta} = 4040 \left(\frac{w\delta}{v} \right)^{-0,75} \left(\frac{\mu_{окр}}{\mu} \right)^{0,485}, \quad (3.62)$$

где $\mu_{окр}/\mu$ — отношение вязкости окружающей среды и вязкости жидкости.

По работе [33] значение постоянного коэффициента 3580, а степень при числе Рейнольдса пленки 0,7. По этой формуле

можно более точно подсчитать суммарный медианный диаметр каплей при работе обеих ступеней, определяя толщину пленки по формуле (3.54), коэффициент расхода из выражения

$$\mu = \frac{4(G_I + G_{II})}{\pi d_{сII}^2 \rho v_{ср}},$$

а среднюю скорость по формуле

$$v_{ср} = \sqrt{\frac{v_I^2 G_I + v_{II}^2 G_{II}}{G_I + G_{II}}}.$$

В формуле для определения толщины пленки (3.54) вместо $\cos(\alpha/2)$ подставляется $\cos(\alpha_c/2)$, полученный по формуле (3.60).

Двухкамерные или двухступенчатые форсунки с общим выходным соплом

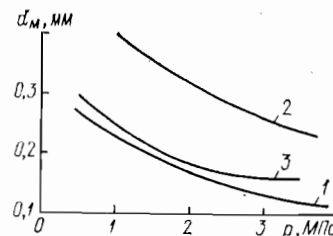
У двухступенчатых форсунок с общим выходным соплом (рис. 3.18, а) сопло второй (внутренней) ступени II, имеющей большие расходы, расположено в камере закручивания первой (наружной) ступени I. Каждая из ступеней имеет самостоятельный контур с тангенциальными входными каналами, камерой закручивания и соплом. Конструктивно двухступенчатая форсунка выполняется из двух притертых друг к другу или запрессованных центробежных одноступенчатых форсунок (или их деталей).

На низких нагрузках работает только первая ступень; на промежуточных нагрузках работают обе ступени, но давление топлива в первой ступени выше, чем во второй; на высоких нагрузках также работают обе ступени с одинаковым давлением топлива.

При работе обеих ступеней в камере закручивания и сопле первой ступени образуется общий воздушный вихрь вокруг оси форсунки, оба топливных потока соприкасаются, вращаясь в одну и ту же сторону, и вытекают из общего сопла. Причем поток второй ступени не заполняет периферийную часть камеры закручивания первой ступени, но оттесняет топливный поток первой ступени к стенке и сужает воздушный вихрь.

При работе только второй ступени распыленное топливо закручивается в камере завихривания первой ступени, при этом резко возрастают общие потери момента количества движения и общего напора, и вследствие этого уменьшается угол раскрытия факела и резко ухудшаются дисперсионные характеристики распыливания из-за увеличения толщины пленки, вытекающей из общего сопла — сопла первой ступени. На рис. 3.23 [22] при-

Рис. 3.23. Зависимость медианного диаметра каплей d_m от давления топлива p в двухступенчатой форсунке [22].
1 — при работе одной первой ступени; 2 — при работе одной второй ступени; 3 — при работе обеих ступеней.



ведены зависимости медианного диаметра каплей от давления при работе одной первой ступени, одной второй ступени и обеих ступеней вместе; резкое увеличение диаметра каплей имеет место при работе одной второй ступени.

При работе обеих ступеней при смещении обоих потоков в камере закручивания первой ступени оба потока взаимодействием друг на друга создают противодавления перед камерой завихривания. Так, в момент включения второй ступени перед камерой завихривания первой ступени создается противодавление, составляющее 5—20 % от давления топлива в первой ступени. Давление топлива перед второй ступенью в момент ее включения несколько выше этого противодавления, но соизмеримо с ним.

Противодавление, создаваемое первой ступенью во второй ступени

$$p_{пI} = \frac{\rho v_I^2}{2} = \frac{\rho Q_I^2}{2\pi^2 \varphi_{IсII}^4}$$

или

$$p_{пI} = \left(\frac{\mu_I}{\varphi_I} \right)^2 p_I, \quad (3.63)$$

где Q_I — объемный расход топлива через первую ступень при давлении в ней p_I при работе только первой ступени.

Формула (3.63) справедлива при $d_{вI} < d_{сII} > d_{сI}$. При $d_{вI} > d_{сII}$ топливо во вторую ступень поступать не будет. С удалением от оси в камере завихривания первой ступени при $d_{сII} > d_{сI}$ действительное значение противодавления будет увеличиваться за счет уменьшения потерь на трение и отсутствия осевого движения.

Для проверки формулы (3.63) были проведены эксперименты, в которых измерялся расход топлива через первую ступень и давление перед первой ступенью, определялся коэффициент расхода μ и по формуле (3.18) определялся φ , по нему определялся радиус воздушного вихря первой ступени, измерялось опытное значение противодавления во второй ступени. Наилучшие совпадения теоретических, вычисленных по формуле

(3.63), и опытных значений противо давлений наблюдались при $r_{cII}/r_{BI}=1,2\div 2$, что указывает на границы применения формулы (3.63). Эксперименты проводились на топливе с кинематическим коэффициентом вязкости $5,5 \text{ мм}^2/\text{с}$, плотностью 843 кг/м^3 и поверхностным натяжением 31 Мн/м .

Как показали эксперименты, диаметр сопла второй ступени не должен иметь размеры близкие к размерам воздушного вихря первой ступени, иначе это может привести к значительным изменениям противо давлений и изменению расхода топлива. При наличии в топливной системе нескольких таких форсунок (у которых совпадают r_{cII} и r_{BI}) неравномерность расходов между форсунками может достигнуть 200 % и более.

Противо давление топлива при работе второй ступени p_{nII} создается в результате воздействия вращающегося потока на выходе из сопла второй ступени на стенки камеры завихривания первой ступени.

По работе [33], интегрируя выражение $dM/M^2 = [\pi\lambda/(2\rho Q)]dr$, полученное из условия равенства момента количества движения и трения на торцевой стенке камеры завихривания в интервале от r_{cII} до r , имеем

$$M_r = \frac{2\rho A_{\partial II} Q_{II}}{\pi\lambda A_{\partial II} (r_{cII} - r) + 2\pi r_{cII}} = \rho v_{II} r. \quad (3.64)$$

Подставив выражение для v_{II} , полученное из этой формулы, в $dp = (\rho v_{II}^2/r)dr$ и проинтегрировав от R_{II} до r_{BI} , получим на границе воздушного вихря при $r=r_{BI}$ и $p=0$ [22]

$$p_{nII} = \frac{4\rho Q_{II}^2}{\pi^2 \lambda^2 y^4} \left[3l_{II} \frac{R_{II} (r_{BI} - y)}{r_{BI} (R_{II} - y)} + \frac{R_{II}}{R_{II} - y} + \frac{y (R_{II} - r_{BI}) (4R_{II} r_{BI} + y R_{II} + y r_{BI})}{2R_{II}^2 r_{BI}^2} \right], \quad (3.65)$$

где $y = r_{cII} [2/(\lambda A_{\partial II}) + 1]$.

Подставив выражение для Q_{II} в формулу (3.65), получим

$$p_{nII} = \frac{8\mu_{II}^2 r_{cII}^4}{\lambda^2 y^4} C p_{II} = K_{II} p_{II}, \quad (3.66)$$

где C — выражение в квадратных скобках в формуле (3.65).

Действительные давления в камерах ступеней с учетом противо давлений

$$p_{dI} = p_I - K_{II} p_{dII};$$

$$p_{dII} = p_{II} - K_I p_{dI}.$$

При подстановке действительных значений давлений p_d из первого равенства в другое и наоборот

$$p_{dI} = p_I - K_{II} (p_{II} - K_I p_{dI}) = p_I - K_{II} p_{II} + K_{II} K_I p_{dI};$$

$$p_{dII} = p_{II} - K_I (p_I - K_{II} p_{dII}) = p_{II} - K_I p_I + K_I K_{II} p_{dII}. \quad (3.67)$$

При многократной подстановке получаем

$$\left. \begin{aligned} p_{dI} &= p_I - K_{II} p_{dII} = p_I - K_{II} p_{II} + K_I K_{II} p_{dI} \\ &= p_I - K_{II} p_{II} + K_I K_{II} p_I - K_I K_{II}^2 p_{dII} = \dots \\ p_{dII} &= p_{II} - K_I p_{dI} = p_{II} - K_I p_I + K_I K_{II} p_{dII} = \\ &= p_{II} - K_I p_I + K_I K_{II} p_{II} - K_I K_{II}^2 p_{dI} = \dots \end{aligned} \right\}$$

Количество членов в ряду формул зависит от конкретных значений K_I , K_{II} , p_I и p_{II} .

Зная действительные значения противо давлений, расход топлива можно вычислить по формуле

$$Q_c = \frac{1}{4} \pi d_{cI}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\mu_I \sqrt{p_{dI}} + \mu_{II}' \sqrt{p_{dII}}), \quad (3.68)$$

где $\mu_{II}' = \mu_{II} d_{cII}/d_{cI}$, μ_I и μ_{II} определяются по графику на рис. 3.3 при $A = A_3$.

Для определения общего угла факела найдем сумму моментов количества движения топлива в обеих ступенях в выходном сопле форсунки

$$M_c = \frac{\rho A_{\partial I} Q_I}{\pi r_{cI}} + \frac{\rho A_{dII} Q_{II}}{\pi r_{cI}}.$$

Если заменить $A_{\partial I} Q_I + A_{dII} Q_{II} = A_c Q_c$, то $M_c = A_c \rho Q_c / (\pi r_{cI})$, где общая геометрическая характеристика A_c определяет влияние геометрических особенностей форсунки на момент количества движения:

$$A_c = \frac{A_{\partial I} Q_I + A_{dII} Q_{II}}{Q_c}.$$

Используя A_c , по уравнению (3.27) для одноступенчатой форсунки можно определить общий угол факела α .

При работе одной второй ступени распыливание топлива значительно грубее, чем при работе обеих ступеней. На рис. 3.24 показан характер изменения отношения медианного диаметра капель к толщине пленки от числа Рейнольдса пленки.

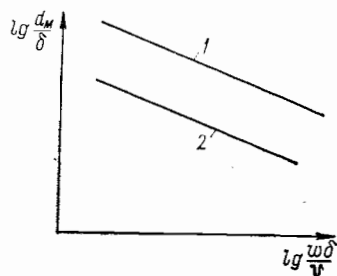


Рис. 3.24. Характер изменения отношения d_m/δ от числа Рейнольдса $w\delta/\nu$ при работе второй ступени (1) и обеих ступеней (2) в двухкамерной форсунке с одним выходным соплом [22].

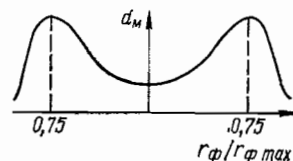


Рис. 3.25. Характер изменения медианного диаметра капель d_m по сечению топливного факела ($r_ф$ — радиус факела) в двухкамерной форсунке с одним выходным соплом при работе обеих ступеней [22].

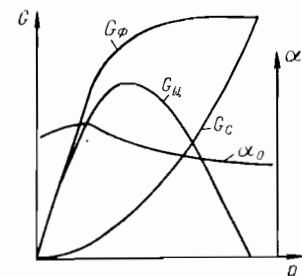
По форме кривой плотности орошения по сечению факела двухкамерные форсунки идентичны одноступенчатым центробежным форсункам. Характер плотности орошения по медианному диаметру капель в двухкамерных форсунках приведен на рис. 3.25.

Форсунки с перепуском топлива

Форсунки с перепуском топлива работают на принципе изменения коэффициента расхода при изменении нагрузки. На торцевой стенке камеры завихривания имеется одно или несколько отверстий, через которые часть топлива из камеры завихривания отводится в сливную линию. На сливной (перепускной) линии устанавливается клапан, закрывающийся с какого-то определенного момента превышения давления в перепускном топливопроводе. Топливо по сливной линии направляется на всас основных насосов мазутного хозяйства.

При небольших давлениях топлива, когда клапан открыт, коэффициент расхода μ форсунки имеет неизменное малое значение. При этом весь расход топлива, поступающий в камеру завихривания, разделяется на два потока: через сливную линию и через сопло. В результате значительного расхода топлива через камеру завихривания на низких нагрузках при незначительных давлениях топлива и открытом перепускном клапане достигается значительная зона воздушного вихря, малое значение толщины пленки топлива на выходе из сопла и хорошее качество распыливания. Начиная с некоторого момента перепускной клапан закрывается, расход топлива через сопло резко увеличивается, а в перепускной линии падает. Таким образом, достигается значительное изменение расхода топлива

Рис. 3.26. Характер изменения расходов через камеру завихривания $G_ф$, перепускной клапан $G_ц$, сопло $G_с$, угла раскрытия факела α_0 от давления топлива p в форсунках с перепуском топлива [33].



при небольшом диапазоне изменения давления топлива. Расход топлива, поступающий в форсунку $G_ф$, равен сумме расходов на циркуляцию (перепуск) $G_ц$ и через сопло $G_с$ завихрителя (рис. 3.26). При неизменном p , чем больше расход на слив $G_ц$, тем меньше через сопло и тем больше α_0 — корневой угол факела.

При небольших p , когда перепускной клапан открыт, μ имеет неизменное малое значение. При закрытии клапана с увеличением давления μ возрастает и достигает максимума при полностью закрытом клапане.

Так как при малых нагрузках расход топлива через камеру завихривания велик, трение топлива о стенки камеры завихривания значительно слабее влияет на гидравлику форсунки, чем в других типах регулируемых форсунок.

Нетрудно доказать, что для идеальной жидкости в форсунках этого типа

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1/\varphi_c^2 + \eta^2 A^2 / (1 - \varphi_c)}}, \quad (3.69)$$

где $\eta = 1 + G_ц/G_с = G_ф/G_с$ — коэффициент кратности; $G_ф$, $G_с$, $G_ц$ — расходы через форсунку, сопло и слив.

Связь между коэффициентом заполнения сопла жидкостью и эффективной характеристикой ηA определяется исходя из принципа максимального расхода, т. е. при $d\mu/d\varphi_c = 0$.

Гидравлические параметры центробежных форсунок с перепуском топлива для идеальной жидкости определяются только эффективной характеристикой ηA ; результаты расчетов, выполненных по ηA , удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными.

Таким образом, регулирование производительности у форсунок этого типа осуществляется не только изменением давления топлива, но и изменением сопротивления перепускной

линии, в частности сопротивления перепускного клапана. При малых G_c коэффициент η достигает 50, но потом, с начала закрытия, падает и при полном закрытии клапана достигает 1.

При соосном выполнении сливного отверстия с соплом, что нежелательно из-за возможности попадания воздуха в сливной трубопровод, при радиусе сливного отверстия меньшем радиуса воздушного вихря форсунка будет работать как обычная центробежная форсунка (топливо в сливную линию не пойдет); при радиусе сливного отверстия $r_{ц}$ большем радиуса воздушного вихря с увеличением $r_{ц}$ будет возрастать G_f , а G_c падать; при радиусе вихря в сливном отверстии большем радиуса сопла форсунки все топливо будет поступать в перепускное отверстие.

Форсунки с перепуском топлива обладают меньшим диапазоном регулирования, чем двухсопловые форсунки. Недостатком их является большой расход топлива на рециркуляцию.

ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 4.1. КЛАССИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПОСТРОЕНИЯ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Под горелкой понимается устройство для организованной подачи в топку воздуха и топлива с целью его сжигания. Горелки могут быть выполнены с круткой и без крутки воздушного потока. Крутка воздуха необходима для улучшения смешения топлива с воздухом с целью создания наиболее благоприятных условий для его выгорания. Равномерное распределение топлива в потоке воздуха, являющееся необходимым условием при конструировании рационального горелочного устройства, зависит как от формы и дисперсности мазутного факела, плотности распределения капель жидкого топлива в его сечении, так и от характера распределения воздушного потока в зоне организации топливовоздушной смеси.

При закрутке воздушного потока улучшаются условия обтекания потоком воздуха капель топлива, движущихся поступательно после распыливающего устройства. Поэтому интенсивность крутки для создания благоприятных условий смешения частиц топлива и его паров с воздухом является основным параметром горелочного устройства.

При конструировании горелочных устройств учитывается специфика работы как самого котлоагрегата, так и его топочной камеры. В задачу горелок входит не только обеспечение экономичной работы агрегата на всех эксплуатационных нагрузках при полном сжигании топлива с предельно малым количеством воздуха, но и создание условий работы топочной камеры с минимальным образованием вредных компонентов в дымовых газах, выбрасываемых через трубу в атмосферу. Ввод рециркуляции дымовых газов в топку через горелки с целью снижения температурного уровня и уменьшения образования NO_x и регулирования температуры перегретого пара также накладывает условия на конструкцию горелок. В современных котлоагрегатах средней и большой производительности для обеспечения вышеперечисленных условий применяются многопоточные горелочные устройства с различным способом закрутки воздуха, с вводом рециркуляции дымовых газов, оснащенные запально-защитными устройствами для удобства и безопасности обслуживания.

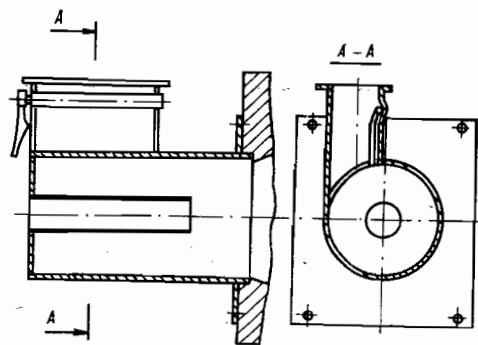


Рис. 4.1. Горелка с тангенциальным подводом воздуха типа Т [3].

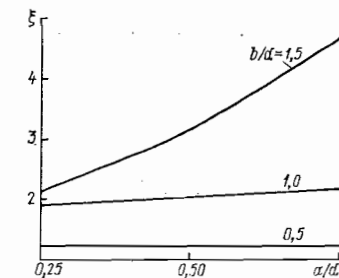


Рис. 4.2. Зависимость коэффициента сопротивления ξ горелок Т от ширины a и длины b сечения тангенциального канала [3].

Горелка, оснащенная полным комплексом мероприятий по безопасной и экономичной работе котла с минимальными вредными выбросами, оснащенная соответствующей автоматикой, превращается в сложный агрегат, требующий повышенного внимания при конструировании и эксплуатации.

На рис. 4.1 показана горелка с тангенциальным подводом воздуха типа Т. К цилиндрическому корпусу горелки тангенциально подведен патрубок подачи воздуха, на котором установлен шибер для регулирования количества воздуха, подаваемого в горелку. В центре горелки имеется труба для установки форсунки. За счет тангенциального подвода осуществляется

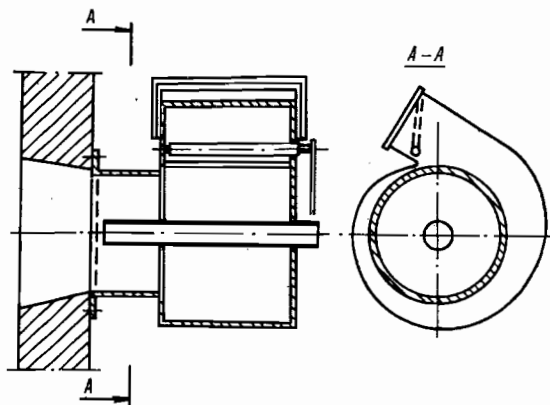


Рис. 4.3. Горелка с улиточным подводом воздуха типа У [3].

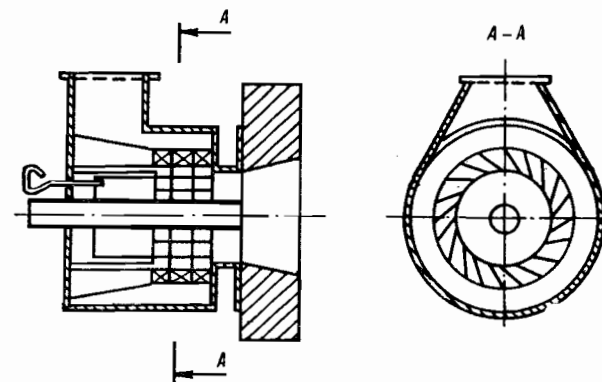


Рис. 4.4. Горелка с тангенциально-лопаточным подводом воздуха типа ТЛ [3].

крутка воздушного потока. Закрученный поток воздуха, отжатый центробежной силой к периферии корпуса, спиралеобразно направляется к устью горелки к головке форсунки с зоной распыленного топлива.

Коэффициент сопротивления горелки ξ для расчета аэродинамического сопротивления по усредненной аксиальной скорости в устье горелки находится по рис. 4.2.

На рис. 4.3 показана горелка с улиточным подводом воздуха. Воздухозакручивающий аппарат выполнен в виде улитки. На подводящем патрубке также устанавливается шибер для регулирования количества воздуха. При прочих равных условиях горелка обладает более интенсивной круткой, чем горелка с тангенциальным подводом воздуха при меньшем аэродинамическом сопротивлении. В центре горелки также имеется труба для установки форсунки.

Коэффициент сопротивления ξ горелок типа У (улиточных) прямолинейно зависит от коэффициента крутки воздушного потока и может быть вычислен по уравнению $\xi = 1,11n + 1,22$, удовлетворяющему графику $\xi = f(n)$, приведенному в работе [5]. Коэффициент крутки вычисляется по формуле в § 4.2.

На рис. 4.4 показана горелка типа ТЛ с тангенциально-лопаточным подводом воздуха. Внутри корпуса по касательной к образующей проточной части горелки установлены лопатки, закручивающие поток воздуха, поступающий в общий короб горелки. В проточной части спиралеобразный вихрь поступает к головке форсунки, распыливающей топливо. Изменение количества воздуха, подаваемого в горелку, осуществляется цилиндрической заслонкой, перекрывающей выходное сечение воздухозакручивающего устройства или шибером на подводящем воздуховоде. Механизм передвижения заслонки на рис. 4.4

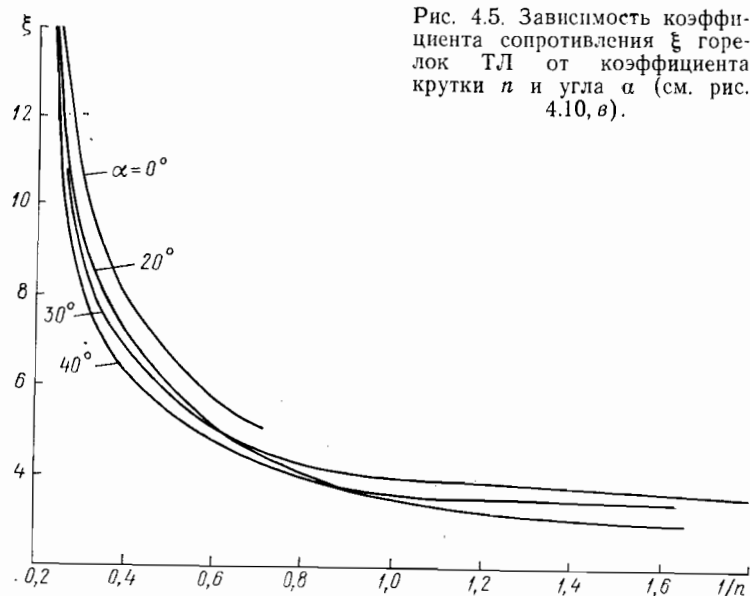


Рис. 4.5. Зависимость коэффициента сопротивления ξ горелок ТЛ от коэффициента крутки n и угла α (см. рис. 4.10, в).

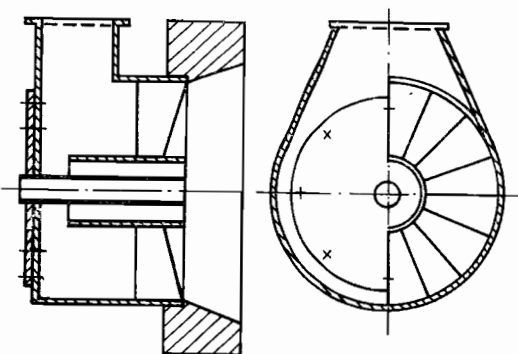


Рис. 4.6. Горелка с аксиальным завихрителем воздуха типа А [3].

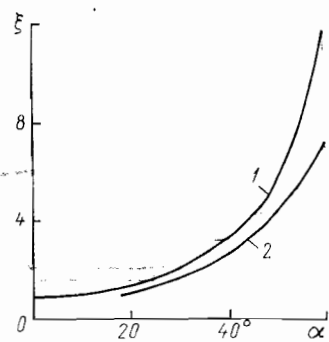
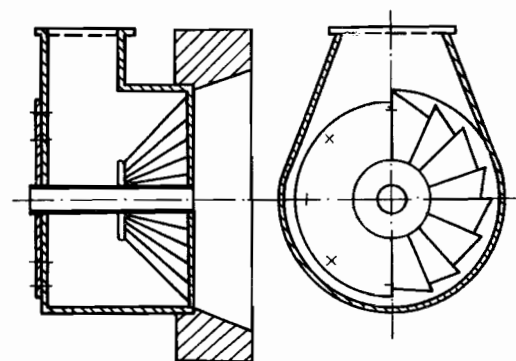


Рис. 4.7. Зависимость коэффициента сопротивления ξ горелок А от угла α (см. рис. 4.10, г) [3].

1 — с прямыми лопатками; 2 — с профилированными лопатками.

Рис. 4.8. Горелка с аксиально-тангенциальным завихрителем воздуха типа АТ [3].



выведен на фронт корпуса горелки. Горелки типа ТЛ могут быть выполнены и с поворотным лопаточным аппаратом для изменения интенсивности крутки, а также реверсивными с изменением направления вращения для изменения формы, размеров и угла факела.

Коэффициент сопротивления горелок ТЛ в зависимости от угла поворота лопаток и коэффициента крутки, вычисленного по формуле (4.8), находится по рис. 4.5.

В горелках типа А с аксиальной круткой воздуха (рис. 4.6) воздухозакручивающий аппарат состоит из радиальных перекрывающих друг друга и установленных под углом к оси горелки лопаток, расположенных между корпусом горелки и центральной трубой. Внутри центральной трубы размещается мазутная форсунка. От угла установки лопаток к оси горелки зависит интенсивность крутки воздушного потока. Чем больше угол между лопатками и осью горелки, тем больше закручивается поток воздуха. Для уменьшения аэродинамического сопротивления горелки часто лопатки выполняют профилированными с плавным закруглением в начале поворота потока. Для изменения степени крутки и направления вращения воздухозакручивающий аппарат выполняют с поворотными лопатками или реверсивным.

Для подсчета аэродинамического сопротивления горелок типа А (с аксиальным регистром) на рис. 4.7 приведена зависимость коэффициента сопротивления горелок ξ в зависимости от угла установки лопаток α для случаев с прямыми и профилированными лопатками. Сопротивление считается по усредненной осевой скорости в устье горелки между корпусом и центральной трубой.

На рис. 4.8 изображена горелка типа АТ с аксиально-тангенциальным лопаточным завихрителем. Лопатки этой горелки расположены под определенным углом к касательным к окружности, лежащей в плоскости, нормальной к оси горелки, и

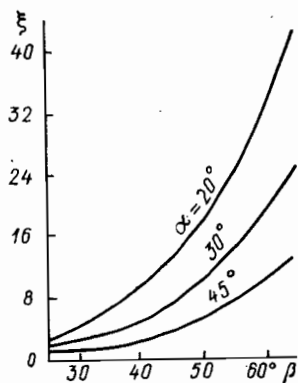


Рис. 4.9. Зависимость коэффициента сопротивления ξ горелок типа АТ от углов α и β (см. рис. 4.10, б).

наклонены к оси горелки, т. е. образуют углы с осью горелок в двух плоскостях. Лопатки такого завихрителя устанавливаются между двумя круговыми дисками, один из которых прижимается к корпусу горелки, а другой — к трубе установки форсунки.

Зависимость коэффициента сопротивления горелки ξ от углов α и β приведена на рис. 4.9.

§ 4.2. СТЕПЕНЬ КРУТКИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

Показателем закрутки воздушного потока в проточной части горелок может служить отношение тангенциальной составляющей скорости потока к осевой. Однако этот показатель не учитывает энергию воздушного потока, поэтому не совсем правильно отражает физическую картину процесса.

Более правильно характеризуют процесс закрутки главный момент количества движения относительно оси потока и главный вектор количества движения, точнее проекция его в направлении оси горелки. Тогда коэффициент интенсивности закрутки [3]

$$n = MC/(KD), \quad (4.1)$$

где коэффициент $C = 8/\pi$; D — диаметр горловины горелки;

$$M = \int_F \rho u_x u_y r_x dF = 2\pi \rho \int_0^r u_x u_y r^2 dr \quad (4.2)$$

— главный момент количества движения; r_x — расстояние от оси вращения до центра тяжести элементарной площадки в рассматриваемом сечении; u_x и u_y — осевая и тангенциальная составляющие скорости в рассматриваемой элементарной площадке; F — площадь рассматриваемого сечения.

Проекция главного вектора количества движения на ось горелки выразится формулой

$$K = \int_F (\rho u_x^2 + p_{ст}) dF = 2\pi \int_0^r (\rho u_x^2 + p_{ст}) r dr. \quad (4.3)$$

При усреднении скоростей воздуха по сечению получим

$$M = \rho Q w_t l = \pi \rho \omega_a \omega_t r^2 l; \quad (4.4)$$

$$K = \pi \rho \omega_a^2 r^2, \quad (4.5)$$

где ω_a и ω_t — осредненные осевая и тангенциальная составляющие скорости; $p_{ст}$ — статическое давление; l — плечо главного момента количества движения.

Для горелки с простым тангенциальным подводом (рис. 4.10, а) $l = r - a/2$, где a — ширина тангенциального подвода.

Для улиточной горелки (рис. 4.10, б) $l = r + a/2 + c$, где c — расстояние между внутренним цилиндром проточной части и ближайшей кромкой подводящего корба.

Для тангенциально-лопаточной горелки (рис. 4.10, в) плечо $l = r \cos \alpha$.

Для горелок с аксиальным завихрителем воздуха (рис. 4.10, г)

$$l = \frac{\int_F r_x dF}{F} = \frac{\int_{r_0}^r \int_0^{2\pi/m} r_x^2 dr d\varphi}{\int_0^r \int_0^{2\pi/m} r dr d\varphi} = \frac{2}{3} \frac{r^3 - r_0^3}{r^2 - r_0^2},$$

где $2\pi/m$ — угол между лопатками и осью горелки; φ — угол между соседними лопатками в плоскости, нормальной к оси горелки.

У этих горелок

$$\omega_t = \omega_a \operatorname{tg} \alpha \frac{d^2}{d^2 - d_0^2},$$

где α — угол, образованный между плоскостью лопаток и осью горелки; d_0 — диаметр внутренней трубы, к которой крепятся лопатки; d — диаметр горелки.

У аксиально-тангенциальных завихрителей воздуха расстояние от внутреннего кольца крепления лопаток до вектора скорости потока в центре тяжести сечения (рис. 4.10, д)

$$y_c = \frac{\int_F y dF}{F} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i F_i}{\sum_{i=1}^n F_i} = \frac{a + 2b}{3(a + b)} \frac{h}{\cos \beta},$$

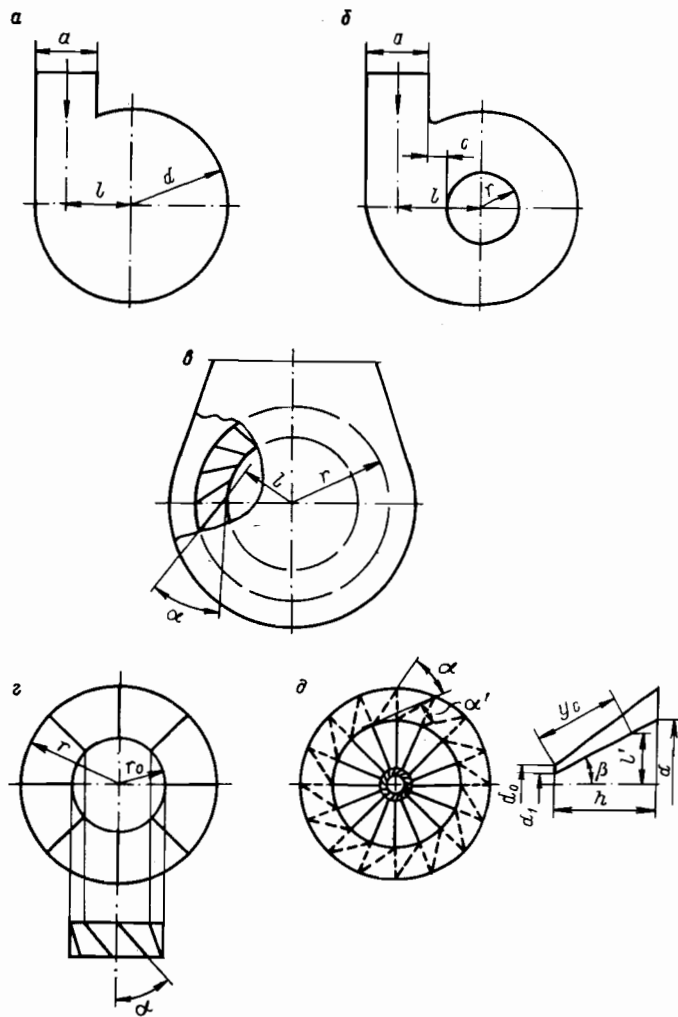


Рис. 4.10. К определению параметра крутки завихрителей воздуха разных типов [19].

a — тангенциальный завихритель; b — улиточный завихритель; c — тангенциально-лопаточный завихритель; d — аксиальный завихритель; e — аксиально-тангенциальный завихритель.

где

$$F = \frac{h}{\cos \beta} \frac{a+b}{2}$$

— площадь выходного сечения междулопаточного канала, образованного торцами завихрителя и выходными кромками лопаток.

ток; a и b — расстояния между выходными кромками лопаток в плоскости переднего и заднего торцов завихрителя; h — кратчайшее расстояние между торцами завихрителя в рассматриваемом сечении; β — угол между внутренней кромкой лопатки и осью горелки.

Радиус окружности, проходящей через центры тяжести выходных сечений междулопаточных каналов,

$$l' = r_1 + y_c \sin \beta = r_1 + \frac{a+b}{3(a+b)} h \operatorname{tg} \beta,$$

a — расстояние до точки приложения вектора скорости (плечо главного момента количества движения)

$$l = l' \cos \alpha = \left[r_1 + \frac{a+b}{3(a+b)} h \operatorname{tg} \beta \right] \cos \alpha,$$

где α — угол в плоскости, нормальной к оси завихрителя, между лопаткой и касательной к окружности, проходящей через выходные кромки лопаток.

Подставляя l в выражение (4.4) и затем выражения (4.4) и (4.5) в формулу (4.1) и учитывая, что для горелок с тангенциальным подводом воздуха и с улиточным тангенциальным подводом

$$\omega_t \sim \frac{1}{ab}; \quad \omega_a \sim \frac{4}{\pi d^2},$$

для горелок с тангенциально-лопаточным аппаратом

$$\omega_t \sim \frac{1}{Lm\varepsilon}; \quad \omega_a \sim \frac{4}{\pi d^2}$$

(где L — длина лопаток вдоль оси горелки; m — число лопаток; ε — кратчайшее расстояние между двумя соседними лопатками), для горелок с аксиальной круткой воздуха

$$\omega_t = \omega_a \operatorname{tg} \alpha \frac{d^2}{d^2 - d_0^2},$$

для горелок с аксиально-тангенциальным завихрителем

$$\omega_t = \omega_a \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} \frac{\cos \alpha}{\sin (\alpha + \pi/m)},$$

получим выражения для коэффициентов крутки воздушного потока:

для горелок с тангенциальным подводом

$$n = \frac{d(d-a)}{ab};$$

для улиточных горелок

$$n = \frac{d(d+a+2c)}{ab};$$

для горелок с тангенциально-лопаточным аппаратом

$$n = \frac{d^2}{Lm\epsilon} \cos \alpha \cos \beta,$$

где β — угол наклона лопаток к оси горелки в случае выполнения их в форме параллелограмма;

для горелок с аксиальным завихрителем

$$n = \frac{8d}{3\pi} \frac{d^3 - d_0^3}{(d^2 - d_0^2)^2} \operatorname{tg} \alpha;$$

для горелок с аксиально-тангенциальным завихрителем

$$n = \frac{8d}{3\pi} \frac{d^3 - d_0^3}{(d^2 - d_1^2)^2} \frac{\cos \alpha \sin \beta}{\sin(\alpha + \pi/m)}.$$

Здесь α — угол в плоскости, нормальной к оси завихрителя, между лопаткой и касательной к окружности, проходящей через выходные кромки лопаток; d_1 — диаметр окружности, описывающей выходные кромки переднего по ходу воздуха торца завихрителя.

На основе экспериментальных данных для рассмотренных выше завихрителей воздуха выведены зависимости аэродинамического угла раскрытия факела φ , дальности L и диаметра зоны отрицательных токов $d_{отр}$ от коэффициента крутки [3].

Для горелок с тангенциальным подводом при $d_0/d=0$ в пределах $0,222 \leq n \leq 3,0$

$$\varphi = 69,2 \left(\frac{n - 0,124}{2,82} \right)^{0,184};$$

$$\frac{L}{d} = \left(\frac{200}{n} \right)^{0,238};$$

$$\frac{d_{отр}}{d} = \left(\frac{n - 0,632}{160,7} \right)^{0,18}.$$

Для улиточных горелок при $d_0/d=0$ и $1 \leq n \leq 4,12$

$$\varphi = 158 \left(\frac{n - 0,81}{25,1} \right)^{0,22}; \quad \frac{L}{d} = \frac{4,45 - n}{0,575};$$

$$\frac{d_{отр}}{d} = \left(\frac{n - 0,367}{15,14} \right)^{0,49}.$$

Для горелок с тангенциально-лопаточным аппаратом при $d_0/d=0$; $\alpha=30^\circ$ и $0,687 \leq n \leq 4,07$

$$\varphi = 100 \left(\frac{n - 0,344}{15,8} \right)^{0,2}; \quad \frac{L}{d} = \left(\frac{195}{n} \right)^{0,26};$$

$$\frac{d_{отр}}{d} = \left(\frac{n - 1,78}{14,3} \right)^{0,74}.$$

Для горелок с аксиальным завихрителем воздуха при $d_0/d=0,25$ и $0,35 \leq n \leq 1,65$:

$$\varphi = 144,5 \left(\frac{n - 0,145}{6,46} \right)^{0,43}; \quad \frac{L}{d} = \left(\frac{11}{n} \right)^{0,667}; \quad \frac{d_{отр}}{d} = \left(\frac{n - 0,8}{4,37} \right)^{0,486}.$$

Для горелок с аксиально-тангенциальным завихрителем при $d_1/d=0,35$ и $0,38 \leq n \leq 1,72$

$$\varphi = 124,5 \left(\frac{n + 0,6}{7,24} \right)^{0,42}; \quad \frac{L}{d} = \left(\frac{13}{n} \right)^{0,5}; \quad \frac{d_{отр}}{d} = \left(\frac{n - 0,367}{2,69} \right)^{0,782}.$$

Тип форсунки и их характеристики должны соответствовать вышеперечисленным параметрам завихрителей и типам горелок, в противном случае возможна неудовлетворительная работа горелочных устройств и всего агрегата в целом.

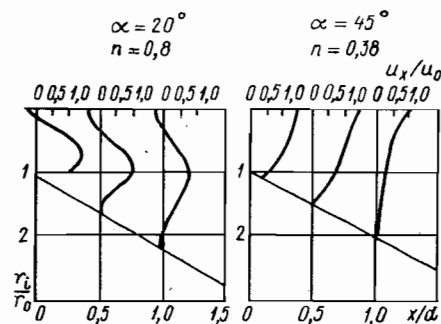
§ 4.3. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ФАКЕЛА

Аэродинамическая структура факела на выходе из горелок, непосредственным образом зависящая от коэффициента крутки воздушного потока n , достаточно хорошо изучена экспериментальным путем на изотермических моделях.

Испытания как на изотермических моделях, так и в условиях горящего факела подтвердили идентичность кривых относительных скоростных напоров в различных сечениях горящего и изотермического факелов, подобие в разных сечениях скоростных напоров холодного и горящего пламен. Это справедливо как для прямоточных и щелевых, так и для вихревых горелок.

Исследования показывают, что при аналогичных конструктивных и режимных параметрах аэродинамическая структура горящего факела находится лишь в качественном соответствии со структурой изотермического факела. В горящем факеле быстрее падают скорости потока, быстрее выравнивается поле скоростей, в ряде случаев резко сокращается зона отрицательных токов.

По сравнению с плоскопараллельным потоком закрученная струя имеет большой угол расширения за срезом горелки. При



достаточно сильной закрутке в осевой зоне вблизи устья горелки образуется эллипсоидная зона отрицательных токов. При повышенной крутке зона отрицательных токов может находиться в амбразуре. Размеры зоны рециркуляции и значения скоростей вблизи устья зависят как от крутки, так и от типа завихряющего устройства, а также от формы устья.

Зона рециркуляции, формирующаяся за счет обратных токов как воздуха, так и горячих продуктов сгорания к корню факела, играет роль стабилизатора факела. Стабилизирующую роль играют также рециркуляционные зоны по периферии факела. При слишком закрученном потоке и затягивании рециркуляционной зоны внутрь амбразуры могут наблюдаться обгорание элементов горелок и заброс топлива в проточную часть горелочного устройства.

Изменение аэродинамической структуры факела наглядно показано на примере изменения аксиальных скоростей горелок типа АТ по длине изотермического факела при изменении параметров α , β , n (рис. 4.11—4.13). Увеличение интенсивности крутки в горелках АТ приводит к увеличению провала аксиальных скоростей в осевой зоне. Провалы возрастают с увеличением угла β и уменьшением угла α . При угле $\beta=25^\circ$ на срезе цилиндрической амбразуры появляется зона отрицательных токов при малых углах α , не превышающих 30° . При углах β более

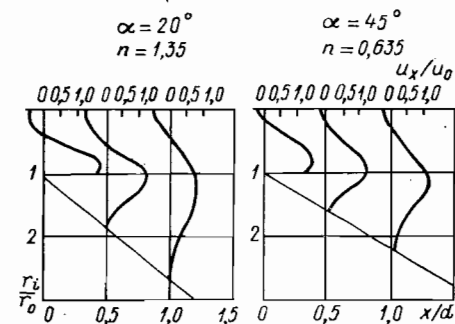
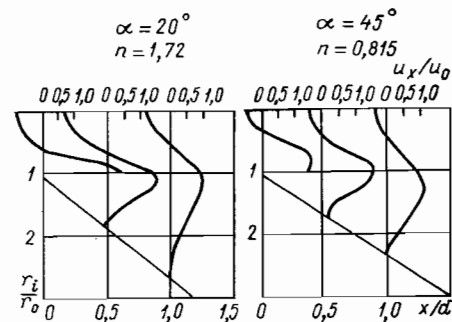


Рис. 4.12. Поле аксиальных скоростей на выходе из цилиндрического устья горелок типа АТ при $\beta=45^\circ$ [4]

Рис. 4.13. Поле аксиальных скоростей на выходе из цилиндрического устья горелок типа АТ при $\beta=65^\circ$ [4].



45° на срезе амбразуры зона обратных токов возникает при углах $\alpha=0 \div 45^\circ$.

Анализ результатов исследований показал, что для горелочных устройств типа АТ при увеличении β с 45 до 90° аэродинамическая структура потока приближается к структуре потока горелок типов Т, У, А, при уменьшении β от 45° до 0 — к структуре потока, формируемого горелками типа ТЛ [4].

Поле скоростей на выходе из горелок типа ТЛ сильно зависит как от интенсивности крутки потока n , так и от угла наклона лопаток α . Увеличение n во всех случаях приводит к увеличению провала аксиальных скоростей в приосевой зоне факела. По мере удаления от среза амбразуры этот провал уменьшается и поле скоростей все больше и больше выравнивается. При углах α менее 40° на срезе цилиндрической амбразуры при достаточно интенсивной крутке появляется зона отрицательных токов.

На рис. 4.14 показана зависимость угла раскрытия факела φ от n для горелок У, АТ, Т и ТЛ.

При одинаковом n наибольший φ у горелок типа У, затем в порядке убывания у АТ, Т и ТЛ. Это объясняется разными условиями формирования закрученных струй. У горелок типа У

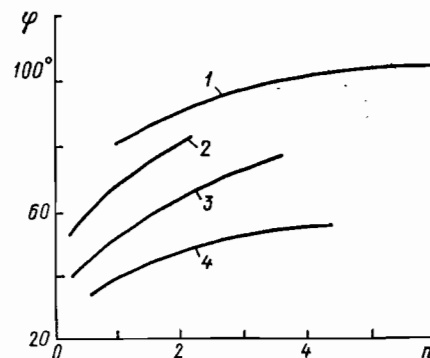


Рис. 4.14. Зависимость угла раскрытия факела φ от интенсивности крутки n [3].

1 — для горелок типа У ($a/b=0,4$); 2 — АТ ($\beta=25 \div 65^\circ$, $\alpha=20 \div 45^\circ$); 3 — Т ($b/d=1,0$); 4 — ТЛ ($\alpha=30^\circ$).

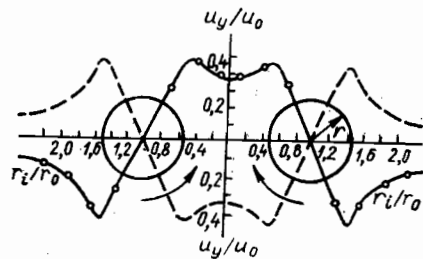


Рис. 4.15. Результирующее поле тангенциальных скоростей двух закрученных в противоположные стороны потоков на выходе из горелок типа ТЛ ($\alpha=30^\circ$; $n=0,945$; $x=1,5d$; $L=2d$) [4].

струя начинает формироваться за улиткой и у устья горелки имеет место уже полностью сформировавшаяся струя, т. е. в центре канала идет формирование струи, в то время как у горелок остальных типов струя полностью формируется в канале за завихрителем воздуха.

Анализ накопленного экспериментального материала позволяет определить граничные условия отсутствия зоны отрицательных токов: для горелок типа Т при $n \leq 0,7$, для горелок типа У при $n \leq 1$, для ТЛ при $n \leq 2$, для А при $n \leq 1$ и для АТ при $n \leq 0,8$ [4].

При закрутке воздуха в двух вихревых горелках в разные стороны между горелками за счет взаимодействия вихрей образуется зона с алгебраически суммарным полем тангенциальных скоростей от обеих горелок, направленным вверх или вниз в зависимости от направления закрутки воздуха. На рис. 4.15 (горелки ТЛ) при закрутке, показанной стрелками, суммарное поле тангенциальных скоростей u_y/u_0 показано сплошной линией, а при закрутке в обратную сторону — штриховой.

При закрутке обеих горелок в одну сторону будет наблюдаться провал тангенциальной скорости посередине расстояния между осями горелок из-за того, что факелы горелок будут

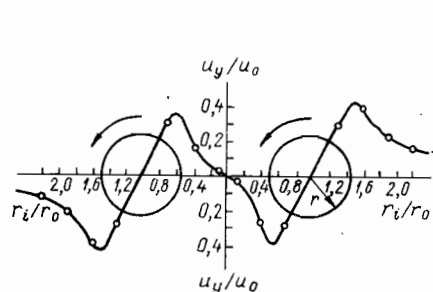


Рис. 4.16. Результирующее поле тангенциальных скоростей двух закрученных в одну сторону потоков на выходе из горелок типа ТЛ ($\alpha=30^\circ$; $n=0,945$; $x=1,5d$; $L=2d$) [4].

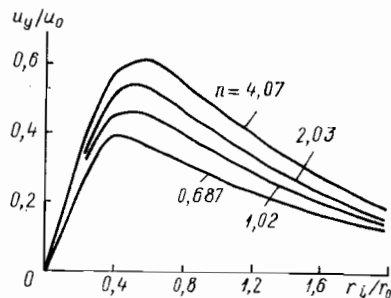
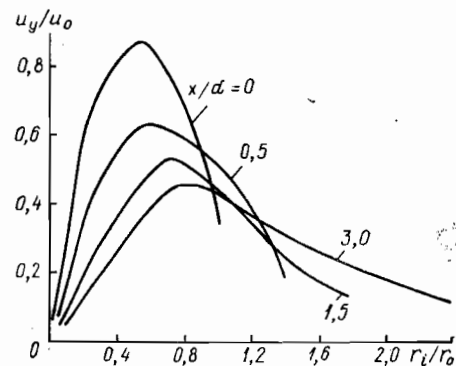


Рис. 4.17. Поле тангенциальных скоростей на выходе из горелок типа ТЛ на расстоянии x от цилиндрического устья $1,5d$ при $\alpha=20^\circ$ и различной интенсивности закрутки n [4].

Рис. 4.18. Поле тангенциальных скоростей на выходе из горелок типа ТЛ при интенсивности закрутки $n=0,639$, $\alpha=30^\circ$ на различных расстояниях от цилиндрического устья горелки x/d [4].



мешать друг другу (рис. 4.16), взаимно воздействуя друг на друга.

Смещение положения ядра факела за счет изменения направления вращения воздуха в горелках, а также за счет изменения коэффициента закрутки (меняется аэродинамика горелок — дальность, угол раскрытия, структура поля скоростей) используется для управления теплообменом между топочной камерой и конвективными поверхностями, для регулирования температуры перегретого пара. Для этого применяются реверсивные горелки. Тангенциальные скорости воздуха за горелкой с увеличением n возрастают (рис. 4.17), а с увеличением расстояния от устья горелки — падают (рис. 4.18).

Описанные свойства взаимодействия двух реальных закрученных потоков основываются на рассмотрении взаимодействия двух плоских вихрей. Рассмотрим свойства плоских вихрей.

Внутри кругового вихря радиусом a тангенциальная скорость растет пропорционально увеличению радиуса, достигая максимума на границе вихря, далее убывает по гиперболическому закону. Этот факт движения за границей вихря говорит о том, что вихрь вызывает движение в окружающей среде.

При вращении двух одинаковых вихрей, находящихся на расстоянии L друг от друга, в разные стороны они сообщают друг другу равные и направленные в одну сторону скорости. В результате этого система приходит в равномерное движение в направлении, нормальном к прямой, соединяющей центры обоих вихрей.

При рассмотрении взаимодействия двух плоских вихрей используют понятие циркуляции $\Gamma = \oint \mathbf{v} d\mathbf{S} = \int_0^r \omega r \pi dr = \omega \pi r^2$, равной сумме произведений линейных скоростей точек на окружности радиусом r на длину элементарной дуги в этой точке (ω — угловая скорость вихря).

Для единичного вихря с циркуляцией Γ поле скоростей в прямоугольной системе координат с началом на оси вращения подчиняется уравнениям [4]

$$v_x = -\frac{\Gamma}{2\pi} \frac{y}{x^2 + y^2}; \quad v_y = \frac{\Gamma}{2\pi} \frac{x}{x^2 + y^2}.$$

Результирующая по оси y (при взаимодействии двух вихрей) на расстоянии r от оси одного из вихрей (начала координат) до рассматриваемой точки при равенстве угловых скоростей $\omega = \omega_1 = \omega_2$ и радиусе вихрей $a = a_1 = a_2$

$$v_y = v_{y1} = v_{y2} = \frac{\omega a^2 L}{r(L-r)}.$$

Эта формула справедлива для области вне ядра вихря.

Минимальное значение результирующей скорости по вертикали (оси ординат) находится в соответствии с этой формулой на расстоянии $r = L/2$ и равняется

$$v_y = 4\omega a^2 / L.$$

Если вихри вращаются в одну сторону, они сообщают друг другу равные скорости в противоположных направлениях. В результате этого возникает момент, приводящий систему во вращение вокруг точки, расположенной в середине отрезка, соединяющего центры обоих вихрей, и центры вихрей при вращении описывают одну и ту же окружность [4].

В реально закрученных потоках процессы протекают значительно сложнее, чем при взаимодействии плоских вихрей: по длине вихря имеют место конвективный и диффузионный перенос, турбулентная диффузия, в поперечном сечении потока характеристики непостоянны.

В зоне турбулентного смешения закрученных потоков (в плоскости, нормальной к оси этих потоков) результирующее поле тангенциальных скоростей равно алгебраической сумме тангенциальных скоростей каждой струи в отдельности. Влияние потоков друг на друга в этом случае имеет место начиная с определенного расстояния L между ними, зависящего от n и начального импульса потоков $\Gamma = \omega a^2$.

Принцип сложения скоростей (принцип аддитивности) установлен на изотермической модели топки котла.

§ 4.4. ГОРЕЛКИ КОТЛОВ

Горелки ГМГ-М

Горелки комбинированные — газомазутные, короткофакельные, предназначены в основном для котлов ДКВР (рис. 4.19). Горелки изготавливаются четырех типоразмеров мощностью 1,74; 2,32; 4,64 и 5,80 МВт (табл. 4.1 и 4.2).

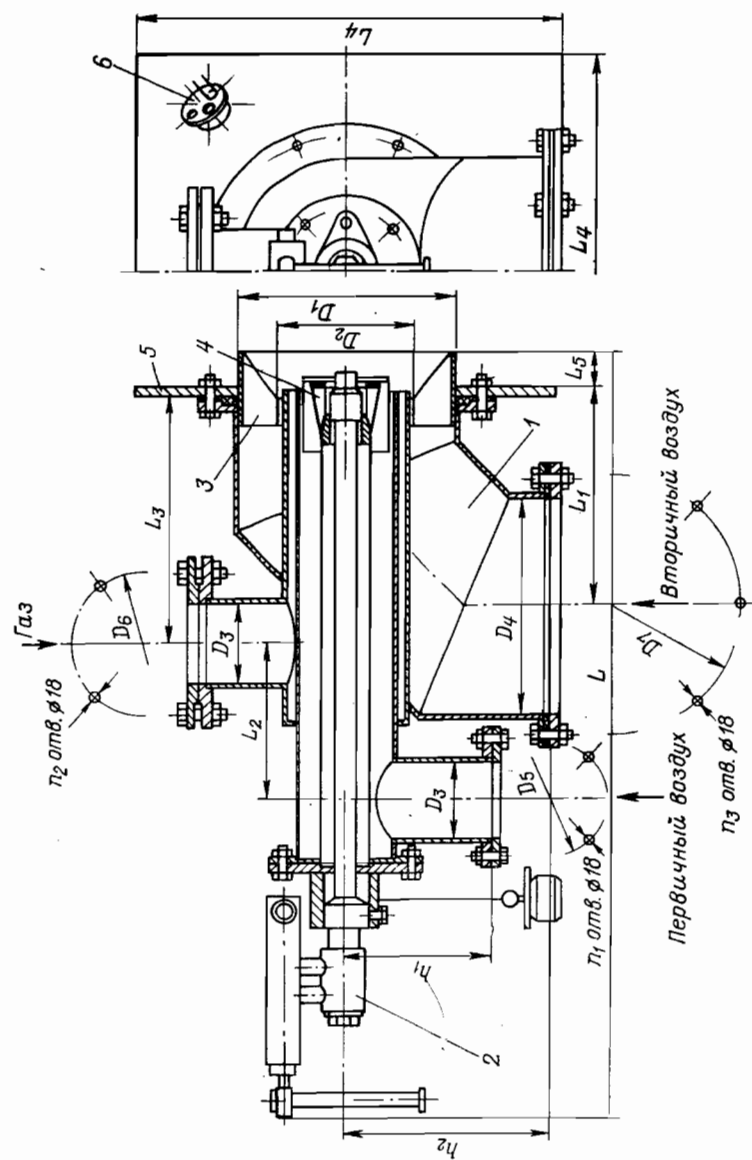


Рис. 4.19. Газомазутная горелка ГМГ-М.

1 — корпус горелки; 2 — форсунка; 3 — воздушный регистр основного (вторичного) воздуха; 4 — воздушный регистр первичного воздуха; 5 — горелочная плита; 6 — запально-защитное устройство горелки (место установки).

Т а б
РАЗМЕРЫ ГОРЕЛОК

Горелки	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	L
ГМГ-1,5М	244	160	108	276	141	170	310	980
ГМГ-2М	267	161	108	276	141	170	310	980
ГМГ-4М	365	240	159	375	205	225	410	1217
ГМГ-5М	365	240	159	375	205	225	410	1217

В горелках двухзонная подача воздуха — воздух распределен на первичный и вторичный (основной). На выходе из горелки вторичный воздух закручивается аксиальным воздухом-закручивающим устройством 3 с двенадцатью прямыми лопатками, расположенными под углом 45° к оси горелки. Первичный воздух закручивается аксиально-тангенциальным завихрителем 4, состоящим из 16 наклонных лопаток.

При работе на мазуте шиберы первичного воздуха всегда открыты полностью. Первичный воздух подается к корню факела — к головке форсунки — для поджигания топливоздушной смеси. Доля первичного воздуха составляет 15—20 % общего количества воздуха. Вторичный воздух регулируется в зависимости от давления топлива шиберами вторичного воздуха.

Форсунки 2 горелок паромеханические. Распылитель форсунок состоит из парового и топливного завихрителей и распределительной шайбы (см. рис. 4.40).

Пар с давлением 0,15—0,20 МПа для вторичного дробления капель топлива подается в форсунки при давлениях топлива менее 1,0 МПа. При давлениях топлива более 1,0 МПа форсунки работают в режиме механического распыливания.

Преимуществом горелок является сравнительно низкое сопротивление по воздуху, устойчивое горение топлива в широком интервале нагрузок с обеспечением сравнительно низких избытков воздуха на низких нагрузках.

Коэффициент сопротивления горелок по вторичному воздуху $\xi=3,2$ [5] (отнесен к динамическому напору в живом сечении завихрителя). Сопротивление горелки по вторичному воздуху можно подсчитать по формуле

$$\Delta p = \xi \frac{v^2 \rho_v}{2}, \quad (4.6)$$

где v — скорость воздуха в живом сечении регистра; ρ_v — плотность воздуха.

ли ца 4.1
ГМГ-М

L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	h_1	h_2	Число отверстий		
							n_1	n_2	n_3
267	240	312	520	34	180	250	4	4	6
267	240	312	520	34	180	250	4	4	6
378	318	431	600	50	235	360	8	8	8
378	318	431	600	50	235	360	8	8	8

Горелки разработаны ЦКТИ, изготавливаются заводом «Ильмарине».

Горелка ГМГБ-5,6

Горелка (рис. 4.20) короткофакельная на основе однозонного подвода воздуха через тангенциальный лопаточный аппарат с профилированными лопатками, с паромеханической форсункой, такой же по конструкции, как у горелок ГМГ-5,5/7 (с четырехканальным топливным завихрителем с диаметром сопла 3,2 мм). Завихритель воздуха с поворотными лопатками позволяет изменять коэффициент закрутки воздуха, регулируя форму и длину факела в топке.

При закрытом лопаточном аппарате подача воздуха на горелку полностью прекращается, что дает возможность осуществлять количественное регулирование — регулирование нагрузки котла с изменением числа работающих горелок (трех, двух, одной на котлах ДКВР-20).

Горелки монтируются либо в общем воздушном коробе, либо за обшивкой котла, для удобства обслуживания имеют откидную дверцу, на которой и смонтирован завихритель воздуха. Герметичность их позволяет им работать на котлах под наддувом.

В диапазоне нагрузок 100—70 % форсунки горелок ГМГБ-5,6, как и форсунки горелок ГМГ-М, работают как механические (без подачи пара на распыливание). На нагрузках ниже 70 % подача пара для улучшения качества распыливания обязательна.

Сопротивление горелки подсчитывается по формуле (4.6), коэффициент сопротивления горелки $\xi=5,0$. Скорость воздуха, входящая в формулу (4.26), отнесена к живому сечению между цилиндрической частью амбразуры и наружной образующей стабилизатора пламени [5].

Таблица 4.2
ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМБИНИРОВАННЫХ ГОРЕЛОК ТИПОВ
ГМГ-М и ГМГБ-5, 6

Характеристики	ГМГ-1,5М	ГМГ-2М	ГМГ-4М	ГМГ-5М	ГМГБ-5,6
Мощность номинальная, МВт	1,74	2,32	4,64	5,80	6,50
Диапазон регулирования, %:					
от номинальной мощности	20—100	20—100	20—100	20—100	10—100
на мазуте при коэффициенте избытка воздуха 1,2	50—100	40—100	40—100	40—100	15—100
Давление мазута перед форсункой, МПа	1,6	2,0	2,0	2,0	2,0
Расход распыливающего пара, кг/ч	4,4	6,5	13	16	—
Давление пара на распыливание, МПа	0,1—0,15	0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2
Давление газа перед горелкой, кПа	5	3,6	3,8	3,8	5
Вязкость мазута перед форсункой, ВУ	3	3	3	3	3—2
Соппротивление по воздуху, кПа	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Общий расход воздуха (первичный и вторичный), м³/ч	1700	2700	5400	6500	7000
Минимальный коэффициент избытка воздуха при работе					
на мазуте	1,15	1,15	1,15	1,15	1,1
на газе	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
Длина факела при номинальной нагрузке при работе на мазуте, м	1	1,5	1,5—2	1,5—2	2
Угол раскрытия факела, градус	65—75	65—75	65—75	65—75	65±5
Габаритные размеры, мм:					
длина	969	971	1207	1185	~850
высота	520	520	600	600	889
ширина	312	312	431	600	907
Масса, кг	83	83	140	143	205

Примечание. Значения даны для следующих условий: мазут с теплотой сгорания $Q_H^P = 38500$ кДж/кг, $\rho = 1,0$ г/см³; газ с теплотой сгорания $Q_H^P = 36550$ кДж/м³ при $t_r = 20^\circ$, $\rho = 0,7$ кг/м³.

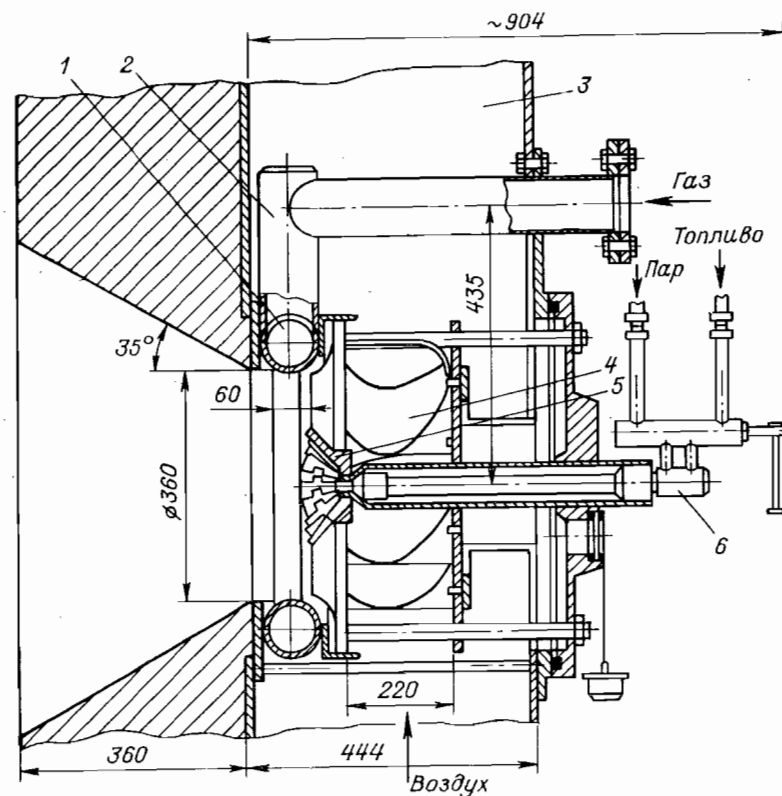


Рис. 4.20. Газомазутная горелка ГМГБ-5,6.

1 — газовый коллектор; 2 — подвод газа; 3 — воздушный короб; 4 — тангенциально-лопастный завихритель воздуха; 5 — стабилизатор пламени; 6 — форсунка.

Горелка разработана ЦКТИ, изготавливается заводом «Ильмарине». Технические характеристики горелки даны в табл. 4.2.

Горелка ГМП-16

Горелка (рис. 4.21) комбинированная — газомазутная, с предварительной газификацией мазута. Предназначена для котлов ДЕ-25-14-ГМ, изготавливается одного типоразмера — на 18,5 МВт.

Процесс сжигания жидкого топлива сводится к однофазному газовому горению в топке, минуя предварительные стадии подготовки топлива (подогрев, испарение). Предварительные стадии осуществляются в камере газификации за счет тепла, вы-

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГОРЕЛОК ГМ И ГМП

Характеристики	ГМ-2.5	ГМ-4.5	ГМ-7	ГМ-10	ГМП-16
Номинальная тепловая мощность, МВт	2,91 ^{+0.29} _{-0.15}	5,24 ^{+0.52} _{-0.26}	8,14 ^{+0.81} _{-0.41}	11,63 ^{+1.16} _{-0.58}	18,6 ^{+1.86} _{-0.93}
Коэффициент рабочего регулирования горелки по тепловой мощности, не менее	5	5	5	5	5
Аэродинамическое сопротивление горелки по воздуху, Па, не более	800	900	1100	1100	3500
Давление пара на распыливание, МПа	0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2	0,25—0,3
Удельный расход пара, кг/кг, не более	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Минимальный коэффициент избытка воздуха:					
на мазуте	1,1	1,1	1,1	1,1	1,05
на газе	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
Длина факела, м, не более	—	—	4,0	5,5	6,5
Масса горелки, кг, не более	—	—	145	145	145

Примечания. 1. Аэродинамическое сопротивление горелки ГМП-16 по воздуху приведено с камерой сгорания. 2. Для всех типов размеров горелок вязкость мазута перед горелкой не более 20,5 мм²/с, номинальное давление мазута перед горелкой 1,8±0,4 МПа, номинальное давление газа перед горелкой 25±6 кПа, разрежение в топочной камере 20±20 Па.

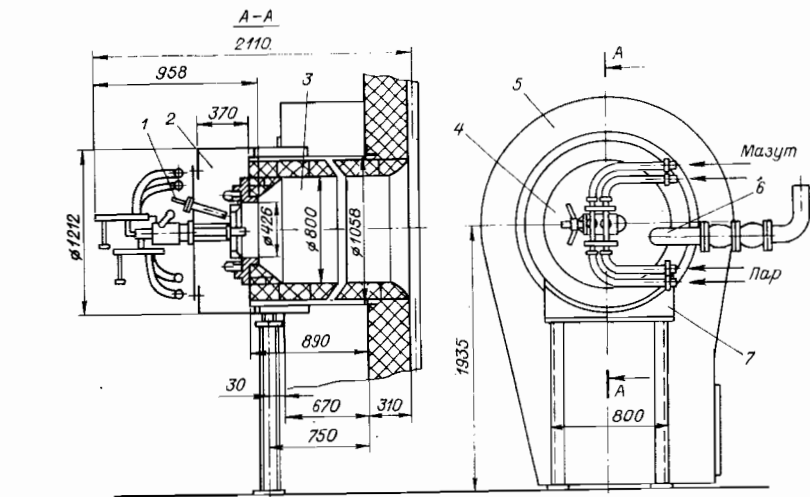


Рис. 4.21. Газомазутная горелка ГМП-16 [24].

1 — подвод мазута; 2 — горелка; 3 — камера газификации мазута; 4 — форсунка; 5 — воздушный короб; 6 — подвод газа; 7 — опора горелки.

деляющегося при сжигании в камере газификации мелкодисперсных капель топлива. При этом в топочной камере уменьшаются локальные тепловые нагрузки экранов. Характерными для горелок этого типа являются ускорение реакции горения, уменьшение сажеобразования и расширение диапазона регулирования.

Коэффициент сопротивления горелки $\xi=3,5$. Значение отнесено к динамическому напору в живом сечении завихрения с учетом сопротивления камеры сгорания [5].

Технические характеристики горелки приведены в табл. 4.3 [24]. Горелки разработаны ЦКТИ, изготавливаются заводом «Ильмарине».

Горелки типа ГМ

Горелки (рис. 4.22) разработаны на основе однозонного аксиального воздухонаправляющего устройства с профильными лопатками. Раздача газа периферийная, форсунки паромеханические. Предназначены для котлов серии ДЕ (ДЕ-4-14ГМ, ДЕ-6,5-14ГМ, ДЕ-10-14ГМ, ДЕ-16-14ГМ).

Коэффициент сопротивления горелок $\xi=3,0$ [5].

Горелки разработаны ЦКТИ, изготавливаются заводом «Ильмарине». Технические характеристики приведены в табл. 4.3.

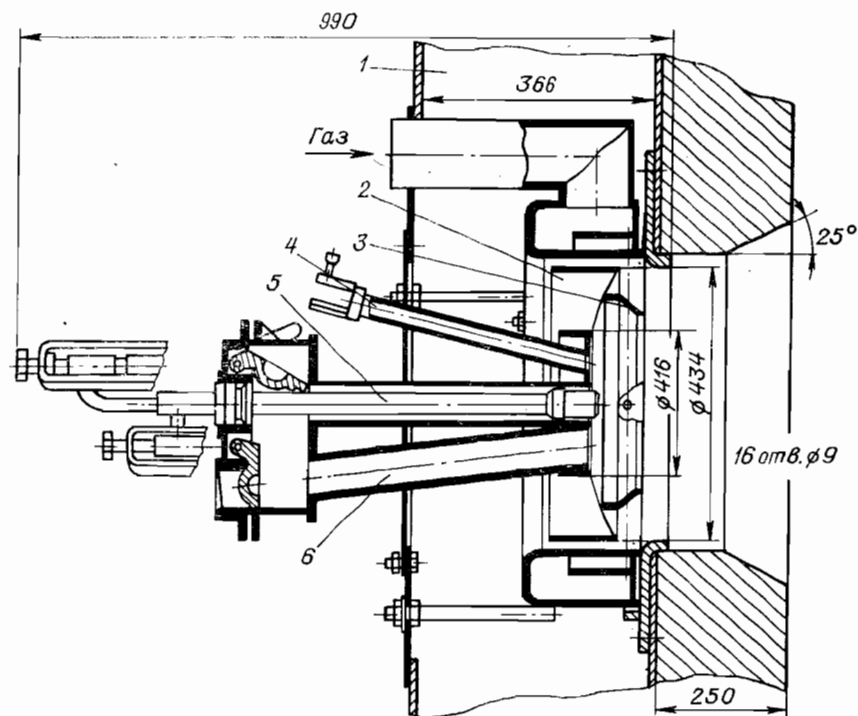


Рис. 4.22. Газомазутная горелка ГМ-7.

1 — воздушный короб; 2 — завихритель воздуха; 3 — стабилизатор; 4 — место установки фотодатчика; 5 — форсунка; 6 — место установки резервной форсунки.

Горелка с ротационной форсункой Р-1-150

Вращение вала форсунки 6 (рис. 4.23) с закрепленным на нем распыливающим стаканом 7 осуществляется от электродвигателя 1 через ременную клиновую передачу 14. На валу форсунки закреплен вентилятор 3 для подачи распыливающего воздуха между распыливающим стаканом 7 и воздушным конусом 8. Регулирование распыливающего воздуха осуществляется заслонкой 10. Вторичный воздух поступает из атмосферы через зазор между кожухом вентилятора и дверцей топki 4 и подается к форсунке снаружи воздушного конуса.

На внутреннюю поверхность распыливающего стакана топливо поступает из сопла топливопровода, находящегося внутри вала форсунки. Топливо в форсунку поступает самотеком и расход его регулируется вентилем перед горелкой.

Горелка предназначена для водогрейных котлов малой мощности. Изготавливается на таллинском заводе «Терас».

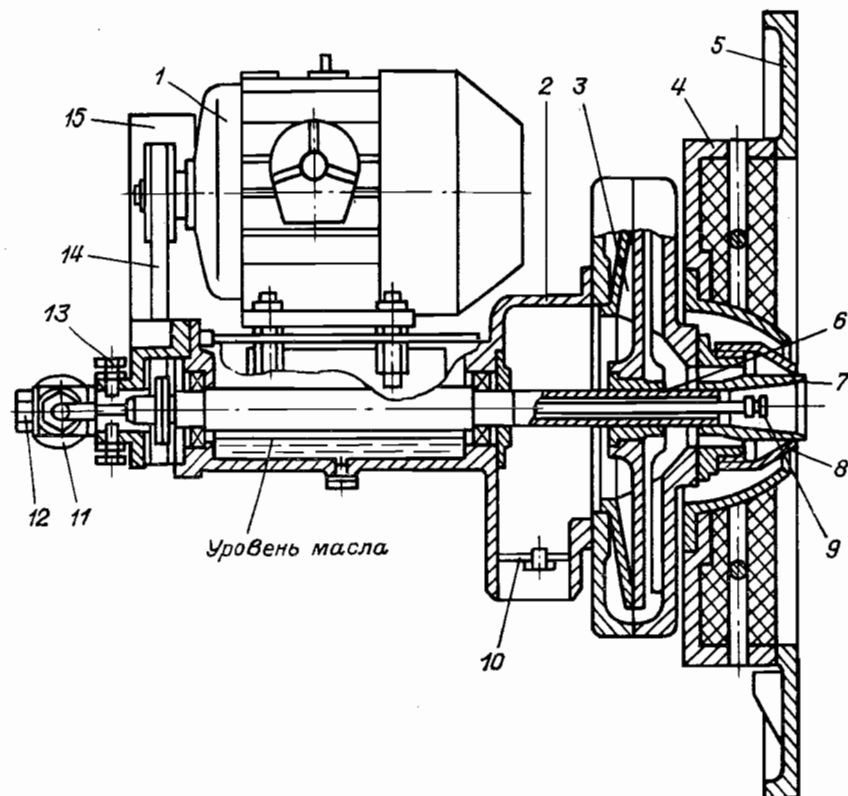


Рис. 4.23. Горелка с ротационной форсункой Р-1-150 [Родатис К. Ф., 1977 г.].

1 — электродвигатель; 2 — корпус форсунки; 3 — вентилятор; 4 — дверца топki; 5 — плита; 6 — вал форсунки; 7 — распыливающий стакан; 8 — воздушный конус; 9 — ось вывертывания форсунки; 10 — заслонка для регулирования расхода воздуха на распыливание; 11 — маховик вентиля; 12 — пробка для очистки вентиля; 13 — винт установки сопла; 14 — клиновой ремень; 15 — кожух ременной передачи.

Технические характеристики горелки с форсункой Р-1-150

Расход распыленного мазута, кг/ч	150
Избыточное давление топлива, МПа	0,05—0,1
Условная вязкость топлива, °ВУ	5—6
Диапазон регулирования горелки, %	10—115
Производительность вентилятора форсунки, м³/ч	До 170
Расчетное количество воздуха на распыливание, %	10
Давление распыливаемого воздуха, кПа	1,5—4
Тип электродвигателя	АОЛ2-22-2
Мощность двигателя, кВт	2,2
Частота вращения вала электродвигателя, об/мин	2880

Напряжение на обмотках статора, В	220/380
Частота вращения вала форсунки, об/мин	4600
Способ передачи движения валу форсунки	Клиновыми ремнями
Окружная скорость распыливающего стакана, м/с	Около 18
Габаритные размеры агрегата, м:	
длина	730
ширина	650
высота	660
Масса агрегата, кг	145

Горелка котлов средней мощности

Газомазутные горелки Белгородского завода — вихревые, двухпоточные с улиточными завихрителями воздуха, периферийной подачей газа и механическими мазутными форсунками (см. рис. 4.33). Технические характеристики горелок представлены в табл. 4.4.

Диапазон регулирования горелок зависит от скоростей воздуха в режиме амбразуры. Минимально допустимая скорость в режиме 20 м/с. Уменьшение нагрузки котлов осуществляют отключением части горелок.

Ротационные газомазутные горелки РГМГ

Разработаны ЦКТИ, Белгородским котлостроительным заводом и заводом «Ильмарине» и изготавливаются на последнем (рис. 4.24). Разработаны на базе ротационных форсунок и предназначены для раздельного сжигания газа и мазута в водогрейных котлах типа КВГМ мощностью до 116 МВт. В соответствии с номенклатурой водогрейных котлов горелки выпускаются следующих типоразмеров: РГМГ-10 (11,6 МВт), РГМГ-20 (23,2 МВт) и РГМГ-30 (34,8 МВт) для котлов КВГМ-10, КВГМ-20, КВГМ-30 (по одной горелке на котел). На котле КВГМ-50 устанавливают две горелки РГМГ-20, а на котле КВГМ-100 — три горелки РГМГ-30.

Топливо подается на внутреннюю стенку распыливающего стакана 10, через гайку-питатель 9 (см. рис. 4.54). Под действием центробежных сил пленка топлива дробится и в распыленном состоянии поступает в топочную камеру. Часть первичного воздуха поступает в полость стакана через четыре отверстия в доньшке стакана. Излучение из топки на стенки стакана способствует более быстрому подогреву и испарению топлива. В передней части форсунки установлен аксиальный завихритель первичного воздуха 11. Вторичный воздух поступает

Таблица 4.4
ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОМАЗУТНЫХ ГОРЕЛОК БЕЛГОРОДСКОГО КОТЛОСТРОИТЕЛЬНОГО ЗАВОДА

Характеристики	БК	Для котлоагрегатов 25—75 т/ч			БГ-35М
		1	2	3	
Расход газа, м³/ч	530—1280	300	750	750	800
Давление газа на входе в горелку, кПа	3—30	15—16	15—16	15—16	15—16
Скорость газа на выходе из горелки, м/с	~150	—	—	120—140	~160
Давление воздуха на входе в горелку, кПа	1—1,8	~0,95	~0,40	—	0,40
Скорость воздуха на выходе из горелки, м/с	~25	—	—	20—25	~25
Размеры сечения на входе воздуха в улитку, мм	600×300	—	—	620×230	600×300
Пропускная способность мазутной форсунки, кг/ч	800	250	800	800	800
Габаритные размеры горелки, мм:					
плита	1000×1000	700×700	1000×1000	970×970	1000×1000
длина	1170	—	—	955	1300
Диаметр обечайки улитки, мм:					
для газа	462—562	—	—	—	—
для воздуха	400—500	—	—	—	—
Масса горелки (без форсунки), кг	348—354	—	—	—	—

Примечание. Для горелок используется механическая форсунка с давлением мазута 2 МПа; минимальный коэффициент избытка воздуха при работе на мазуте 1,10, при работе на газе 1,05.

на горение из воздушного короба 7 (рис. 4.24) через завихряющее устройство аксиального типа 4.

Первичный и вторичный воздух в горелку подается отдельными вентиляторами. Всас высоконапорного вентилятора первичного воздуха подсоединен к напорному патрубку вентиля-

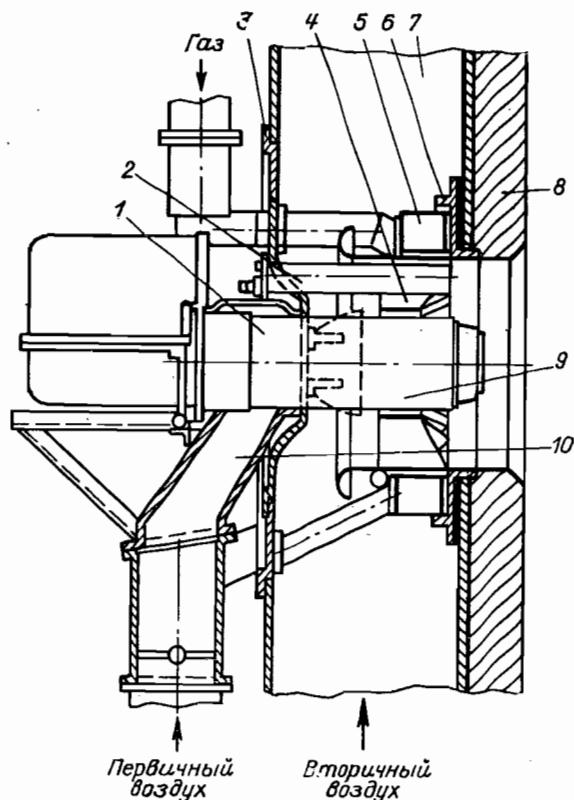


Рис. 4.24. Ротационная газомазутная горелка РГМГ [24].

1 — ротационная форсунка; 2 — запальник с фотодатчиком; 3 — плата форсунки; 4 — завихритель воздуха; 5 — газовый коллектор; 6 — плата горелки; 7 — воздушный короб; 8 — обмуровка; 9 — распределитель вторичного воздуха; 10 — воздуховод первичного воздуха.

тора вторичного воздуха. Доля первичного воздуха составляет 10 % общего количества воздуха, поступающего на горение. В диапазоне нагрузок 30—100 % давление первичного воздуха остается неизменным. На нагрузках ниже 30 % во избежание срыва факела давление первичного воздуха понижается.

Сопротивление горелок по вторичному воздуху подсчитывается по формуле (4.6). Коэффициент сопротивления $\xi = 3,0$ [5].

При переводе котла на газ мазутная форсунка вынимается из воздушного короба, и на ее место устанавливается заглушка.

Технические характеристики горелок приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5
ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОМАЗУТНЫХ ГОРЕЛОК РГМГ

Характеристики	РГМГ-10	РГМГ-20	РГМГ-30
Мощность номинальная, МВт	11,6	23,2	34,8
Диапазон регулирования, % номинальной нагрузки	10—100	10—100	10—100
Ротационная форсунка:			
диаметр распыливающего стакана, мм	150	175	200
частота вращения стакана, об/мин	5000	5000	5000
Вязкость мазута перед форсункой, °ВУ	8±0,3	8±0,3	8±0,3
Давление мазута перед форсункой, МПа	0,2	0,2	0,2
Электродвигатель форсунки:			
тип	АОЛ2-21-2М101	АОМ2-22-2М101	АОЛ2-31-2М101
мощность	1,5	2,2	3,0
частота вращения, об/мин	2860	2860	2880
Автономный вентилятор первичного воздуха (форсуночный):			
тип	19ЦС-63	19ЦС-63	30ЦС-85
подача, м³/ч	1900	1900	3000
давление воздуха, кПа	6,3	6,3	8,5
Минимальный коэффициент избытка воздуха при работе:			
на мазуте	1,06	1,06	1,06
на газе	1,05	1,05	1,05
Электродвигатель вентилятора:			
мощность, кВт	10	10	13
частота вращения, об/мин	3000	3000	3000

Характеристики	РГМГ-10	РГМГ-20	РГМГ-30
Аэродинамическое сопротивление горелки по первичному воздуху, кПа	7	7,3	9
Температура первичного воздуха, °С	10—50	10—50	10—50
Диаметр патрубка первичного воздуха, мм	235	320	320
Воздухонаправляющее устройство вторичного воздуха:			
тип короба	С обычным прямым подводом воздуха		
ширина короба, мм	480	580	580
сопротивление лопаточного аппарата, кПа	1,05	1,5	2,5
Газовая часть:	Периферийная с двухсторонним подводом		
тип газораздающей части			
число газовающих отверстий	16	20	21
диаметр газовающих отверстий, мм	14	16	18
сопротивление газовой части, кПа	15—30	20—40	30—50
Диаметр устья горелки, мм	542	676	725
Угол раскрытия амбразуры, градус	60	60	60
Габаритные размеры, мм:			
диаметр присоединительного фланца	890	1050	1220
длина	1771	1446	1446
высота	1466	1740	1823
Масса, кг	528	683	869

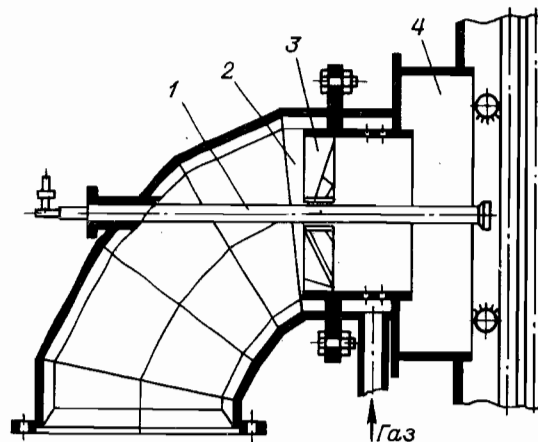


Рис. 4.25. Газомазутная горелка ДКЗ [24].

1 — форсунка; 2 — воздуховод; 3 — завихритель воздуха; 4 — коробка.

Горелки ДКЗ

Горелки разработаны ВТИ (рис. 4.25). Предназначены для водогрейных котлоагрегатов ПТВМ-30М, ПТВМ-50, ПТВМ-100. Завод-изготовитель — Дорогобужский котельный завод. Горелки вихревые, однопоточные с аксиальным завихрителем воздуха. Раздача газа по периферии, подача мазута осуществляется механическими форсунками, охлаждаемыми водой. Технические характеристики горелок приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГОРЕЛОК ДКЗ

Характеристики	К котлам ПТВМ-30, ПТВМ-50	К котлу ПТВМ-100
Номинальная мощность, МВт	4,9—5,8	7,0
Давление мазута перед форсункой, МПа	1,6—4,0	1,6—4,0
Давление газа перед горелкой, кПа	7—25	7—25
Вязкость топлива перед горелками, °ВУ	3—6	3—6
Минимальный коэффициент избытка воздуха при работе:		
на мазуте	1,10	1,10
на газе	1,05	1,05
Живое сечение для прохода, м²:		
воздуха	0,0918	0,0918
газа	0,0019	0,0024
Расход газа, м³/ч	660	900
Расход мазута, кг/ч	620	800
Масса, кг	115	119

Горелки большой мощности ТКЗ

Практически все горелки, выпускаемые Таганрогским котельным заводом для своих котлов, — комбинированные, газомазутные, вихревого типа. В горелках используется принцип как тангенциальной, так и аксиальной закрутки воздуха. При конструировании горелок для обеспечения оптимальных условий их работы завод руководствуется требованиями ОСТ 24.836.06—74 (табл. 4.7).

В котлах, оборудованных однопоточными горелками, для сохранения скоростей воздуха и топлива на определенных уровнях, обеспечивающих качественное сжигание топлива с возможно малыми избытками воздуха, при снижении нагрузки на определенном этапе приходится отключать часть горелок, т. е. осуществлять так называемое количественное регулирование. При этом через отключенные горелки для защиты амбразуры и внутренних элементов от обгорания подавалось небольшое количество воздуха. Практика эксплуатации котлов ТГМ-94 и ТГМ-84, оборудованных однопоточными вихревыми горелками, показала недостаточность охлаждения отключенных горелок и обгорание элементов горелок, обращенных к топке. Поэтому завод перешел на принцип конструирования горелок по двухпоточной схеме — с внутренним и периферийным подводом воздуха, с отключением периферийного при снижении нагрузки.

Таким образом, преимуществами двухпоточных горелок являются: увеличение длительности безремонтного периода службы горелок и улучшение качества смещения топлива с воз-

Таблица 4.7

УСЛОВИЯ РАБОТЫ ГАЗОМАЗУТНЫХ ВИХРЕВЫХ ГОРЕЛОК ПРИ ТЕМПЕРАТУРЕ ВОЗДУХА 280 °С (по ОСТ 24.836.06—74)

Параметры	Номинальная пропускная способность при сжигании мазута, т/ч (числитель), и газа, 10 ³ м ³ /ч (знаменатель)		
	1,0—2,5 1,1—2,8	4,0—5,0 4,5—5,6	6,0—7,5 6,7—8,4
Номинальная пропускная способность			
Давление перед горелками, МПа:			
мазута	3,5	3,5	3,5—6,0
газа	0,05	0,05	0,05
Скорость воздуха в пережиге горелки, м/с	30—40	35—50	45—60
Угол раскрытия факела форсунки, градус	80—85	80—85	90—100
Диапазон регулирования нагрузки форсунки, %	100—50	100—40	100—35

духом, так как в однопоточных горелках при закрутке воздуха основная масса его смещена к периферии, а в двухпоточных закрученный воздух поступает и в центральную зону (особенно этот момент важен при увеличении мощности горелок). Двухпоточными горелками оснащаются преимущественно котлы большой производительности, в том числе все котлы ТКЗ сверхкритического давления.

В горелках котлов под наддувом при замене (снятии) форсунки или запальника для исключения выбивания горячих газов наружу в установочное устройство (отверстие) под давлением подается воздух, препятствующий выходу газов наружу. Амбразуры горелок защищаются от обгорания и оплавления трубами НРЧ (нижней радиационной части), ошипованными и покрытыми карборундовой обмазкой.

С увеличением мощности горелки возрастают ее размеры, увеличивается расстояние между зоной выхода топлива и периферийной частью горелки, затрудняется смешение топлива с воздухом даже при двухпоточной схеме горелок. Поэтому не рекомендуется оснащать котлы большой мощности горелками с пропускной способностью более 7,5 т/ч по мазуту. Каждая такая горелка оснащается автоматическим индивидуальным регулятором французской фирмы «Пиллард» [25].

Подвод воздуха к горелкам осуществляется как индивидуальными воздуховодами, так и общим коробом.

На котле ТГМП-204 паропроизводительностью 2650 т/ч для уменьшения температуры газов в зоне горения, снижения содержания оксидов азота и уменьшения газовой коррозии установлено 36 горелок с пропускной способностью по мазуту 5,2 т/ч, размещенных в три яруса на фронтальной и задней стенках топочной камеры. Воздух на горелки поступает из общего короба, так как при таком числе горелок становится затруднительным индивидуальное регулирование [25]. На входе воздуха в общий короб установлены регулирующие устройства для ряда горелок. Равномерная раздача воздуха по горелкам обеспечивается за счет больших размеров воздушных коробов и соответственно малой потери напора при движении в них воздуха. Повышенная точность изготовления горелок обеспечивает им одинаковое аэродинамическое сопротивление. Общий короб разделен на три отсека для отдельной подачи воздуха во внутренние и периферийные каналы горелок, а также для ввода рециркулируемых дымовых газов.

На рис. 4.26 показана конструкция горелок котла ТГМП-204. Завихряющие аппараты имеют внутренний и периферийный воздушные каналы тангенциального типа. Снаружи периферийного воздушного канала находится канал для ввода рециркулируемых дымовых газов с целью регулирования температуры перегретого пара и снижения температуры дымовых газов

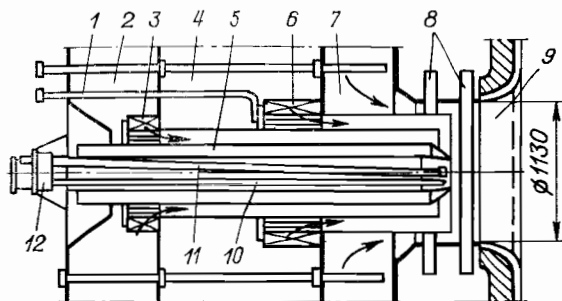


Рис. 4.26. Включенная в общий короб газомазутная горелка котла ТГМП-204 с пропускной способностью 5,14 т/ч мазута [25].

1 — импульсная линия для контроля за давлением воздуха; 2 и 4 — подача воздуха соответственно в центральный и периферийный кольцевые каналы; 3 и 6 — тангенциально-лопаточный аппарат центрального (3) и периферийного (6) воздуха; 5 — газовый коллектор; 7 — ввод газов рециркуляции; 8 — линзовый компенсатор; 9 — амбразура горелки; 10 — газовый запальник; 11 — форсунка; 12 — пневмозатвор.

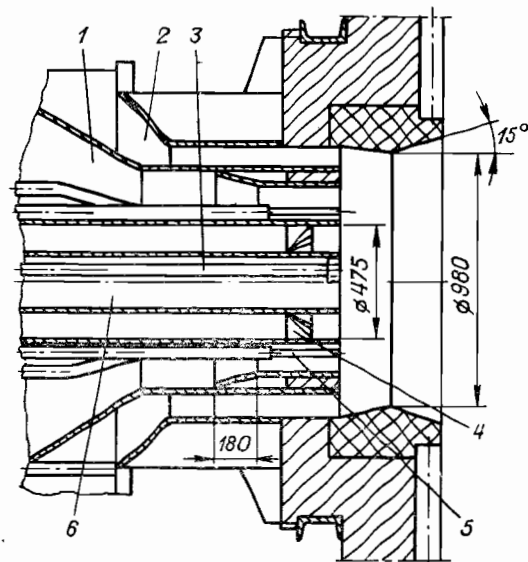


Рис. 4.27. Горелка встречно-ударного действия ВТИ-ТКЗ [40].

1 — периферийный канал; 2 — наружный отключаемый канал; 3 — форсунка; 4 — завихритель; 5 — газовый патрубок; 6 — центральный канал.

в зоне горения для уменьшения содержания NO_x и снижения интенсивности газовой коррозии.

Для улучшения процесса горения при предельно малых избытках воздуха ВТИ предложены прямоточные горелки встречно-ударного действия. Скорость выхода воздуха из горелок при-

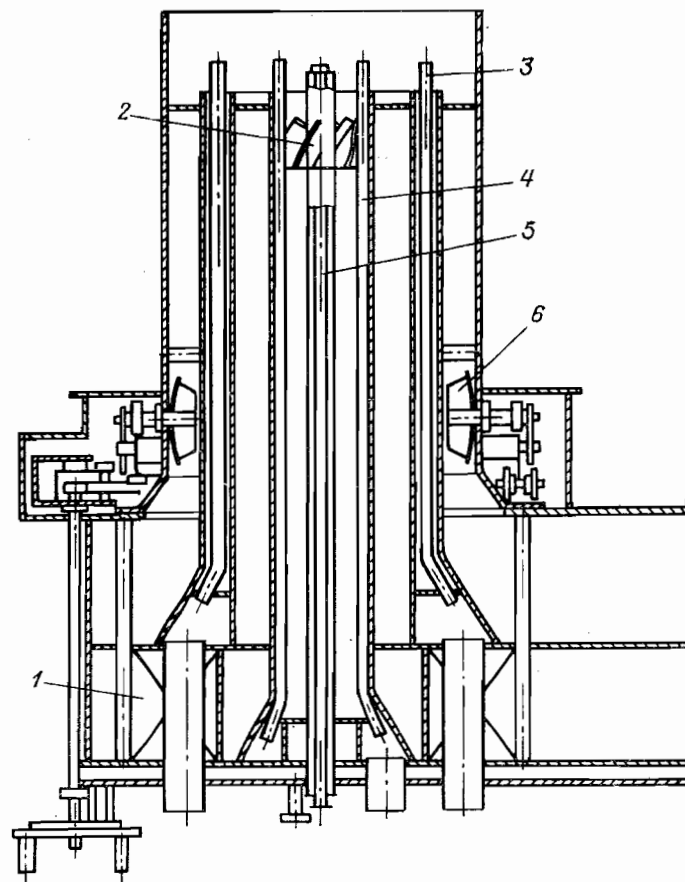


Рис. 4.28. Многоканальная газомазутная подовая горелка мощностью 41—104 МВт [36].

1 — тангенциальный лопаточный завихритель центрального воздушного потока с неподвижными лопатками; 2 — аксиальный завихритель приосевого воздушного потока с неподвижными лопатками; 3 — устройство подачи периферийного газа; 4 — устройство подачи центрального газа; 5 — форсунка; 6 — реверсивный аксиальный завихритель периферийного потока.

нята 60 м/с. Горелки устанавливаются на фронтальной и задней стенах топочной камеры. Процесс горения с этими горелками улучшается за счет вторичного перемешивания в результате соударения струй. Горелки предназначены для котлов блоков 300 и 800 МВт и ряда котлов высокого давления.

Горелка встречно-ударного действия с пропускной способностью по мазуту 6 т/ч для котлов ТГМП-114 показана на рис. 4.27. Испытания, проведенные ВТИ, показали высокую надежность и устойчивость работы горелок с предельно малыми

избытками воздуха (см. рис. 5.3). За счет интенсивного перемешивания в соударяющихся струях горелки менее чувствительны к неравномерности распределения топлива и воздуха, чем вихревые горелки. За счет отключения наружного воздушного канала горелки осуществляется снижение нагрузки котла до 45 % от номинальной без отключения горелок.

Для котлов большой мощности завод изготавливает также многоканальные газомазутные подовые горелки мощностью 41—104 МВт, разработанные ХФ ЦКБ Главэнергоремонт с участием ВТИ, ТКЗ и ХПИ. Горелки (рис. 4.28) трехпоточные с аксиальным регистром приосевого воздушного потока, тангенциальным лопаточным завихрителем центрального воздушного потока с неподвижными лопатками и реверсивным завихрителем воздуха периферийного потока.

Сопротивление горелок по воздуху 1,6—2,0 кПа. Форсунки горелок — паромеханические. Горелки обеспечивают работу котлов в диапазоне нагрузок 100—40 % с избытком воздуха за пароперегревателем 1,01—1,03.

Горелки котлов большой мощности ГМУ

Унифицированные газомазутные горелки ГМУ-30-11 и ГМУ-45-11 предназначены для комплектования паровых котлов с призматическими толками с настенной компоновкой горелок. Они рассчитаны на раздельное сжигание мазута и природного или попутного газа. Допускается кратковременное совместное сжигание мазута и газа в период перехода с одного вида топлива на другой.

В горелках предусмотрен ввод газов рециркуляции в смеси с воздухом, поступающим через периферийный канал горелки. Возможен ввод рециркуляции в смеси со всем воздухом, подаваемым на горение, но при этом степень рециркуляции газов на номинальной нагрузке не должна превышать 40 %. Допускается установка горелок и на котлах без рециркуляции газов.

Основные параметры горелок и условия их применения соответствуют ОСТ 108.836.05—82 и приведены в табл. 4.8.

Унифицированная газомазутная горелка ГМУ (рис. 4.29) выполнена двухпоточной и состоит из воздушного короба с перегородкой, делящей воздух на два потока, воздухонаправляющего устройства внутреннего канала с осевым (аксиальным) завихрителем 2, воздухонаправляющего устройства периферийного канала с тангенциальным лопаточным завихрителем 1, газораздающего узла с центральной раздачей газа 3, запально-защитного устройства 6 и 8, трубы установки форсунки 5, узла пневмозатвора 7 с гляделкой для визуального контроля факела.

Таблица 4.8

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГОРЕЛОК ГМУ

Характеристики	ГМУ-30-11	ГМУ-45-11
Номинальная тепловая мощность, МВт	30	45
Номинальное давление топлива перед горелкой, МПа:		
мазута	3,5	3,5
природного газа	0,03—0,08	0,03—0,08
Номинальное давление воздуха перед горелкой при уравниваемой тяге, Па, не более	2200	2200
Температура воздуха перед горелкой, °С	150—350	150—350
Вязкость мазута, см ² /с, не более	16	16
Номинальное давление распыливающего пара, МПа	0,4	0,4
Температура распыливающего пара, °С	200	200
Относительный расход распыливающего пара при номинальной мощности, кг/кг, не более	0,02	0,02
Давление газов рециркуляции при их подаче в смеси с воздухом, кПа, не более	10	10
Температура газов рециркуляции, °С	300—450	300—450
Коэффициент рабочего регулирования, не менее	3,3	3,3
Потери давления воздуха в горелке на номинальной мощности, Па, не более	2500	2500
Минимальный коэффициент избытка воздуха в диапазоне регулирования тепловой мощности от 100 до 50 %:		
при сжигании природного газа	1,05	1,05
при сжигании мазута для котлов паропроизводительностью 320 т/ч и менее	1,03	1,03
то же, для котлов паропроизводительностью более 320 т/ч	1,02	1,02
Масса горелки без комплектующих изделий, кг, не более	1350	2000

Примечания. 1. Минимальный коэффициент избытка воздуха указан для газоплотных котлов с неравномерностью раздачи воздуха по горелкам не более 5 %. 2. Установка унифицированных газомазутных горелок может быть допущена на котельных агрегатах и при параметрах воздуха и газа, отличных от указанных в ОСТ 108.836.05—82. В этом случае применение горелок должно быть согласовано с НПО ЦКТИ и заводом «Ильмарине».

Осевой завихритель состоит из профилированных лопаток, выходные участки которых повернуты по отношению к оси горелки под углом 40°. Тангенциальный завихритель состоит из плоских лопаток, установленных с углом наклона 60° к радиусу. Оба завихрителя закручивают воздух в одну сторону и в соответствии с заказом выполняются левого и правого вращения.

Через периферийный канал поступает 60 % воздуха, через внутренний — 40 %, из которых около 5 % через перепускные

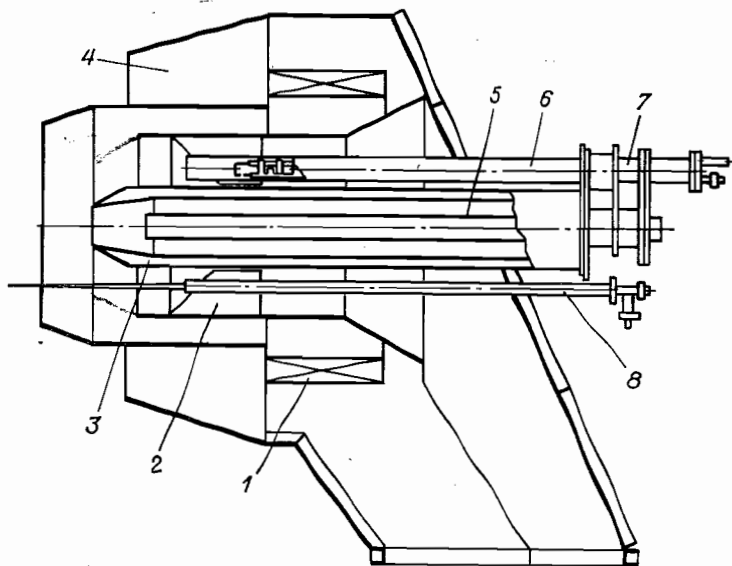


Рис. 4.29. Газомазутная горелка ГМУ завода «Ильмарине».

1 — тангенциально-лопаточный воздухозакручивающий аппарат периферийного воздуха; 2 — аксиальный воздухозакручивающий аппарат центрального воздуха; 3 — газовый коллектор центральной раздачи газа; 4 — корпус; 5 — труба установки мазутной форсунки; 6 — запальное устройство; 7 — пневмозатвор; 8 — ионизационный датчик пламени.

окна в газораздающем узле поступает в центральный канал для охлаждения форсунки и газораздающего насадка.

Выходным участком проточной части горелки является амбразура, которая конструктивно относится к топке котла и изготавливается заводом-изготовителем котла или по его чертежам при монтаже. Основным и предпочтительным вариантом амбразуры для унифицированных горелок является биконическая амбатура, форма и размеры которой применительно к каждому типоразмеру горелки должны соответствовать указанным в ОСТ 108.836.05—82. Допускается применение и других форм амбразуры, предусмотренных указанным отраслевым стандартом.

Для распыливания жидкого топлива в унифицированных горелках используются паромеханические форсунки по ОСТ 108.836.03—80 (см. рис. 4.39).

При условиях эксплуатации, не требующих снижения тепловой мощности горелок ниже 60—70 %, допустимо применение механических форсунок по ОСТ 108.836.01—80.

Горелка (рис. 4.30) предназначена для котлов средней и большой мощности, пропускная способность ее по жидкому топливу до 5 т/ч; обеспечивает сжигание топлива с избытками воздуха на выходе из топки 1,01—1,015 [41].

Горелка имеет трехзонную подачу воздуха: через центральный завихритель — диск с профрезерованными по периферии узкими щелями под углом 40° к оси перед аксиальным лопаточным завихрителем факельной коробки 1, через аксиальный лопаточный завихритель факельной коробки 1 и через тангенциально-лопаточный завихритель 7 между гиперболической трубой и коническим дефлектором 4. Воздух, поступающий в факельную коробку 1 регулируется сегментным шибером 9, воздух, поступающий в тангенциально-лопаточный аппарат 7, — кольцевым шибером 6. Аксиальный завихрывающий аппарат факельной коробки состоит из 24 лопаток под углом 25° к оси горелки.

Крутка воздуха центрального завихрителя и аксиально-лопаточного завихрителя выполнена в разные стороны. Количество воздуха, поступающего из центрального завихрителя непосредственно к головке форсунки составляет 6 %, через аксиально-лопаточный завихритель проходит 24 % воздуха, основная

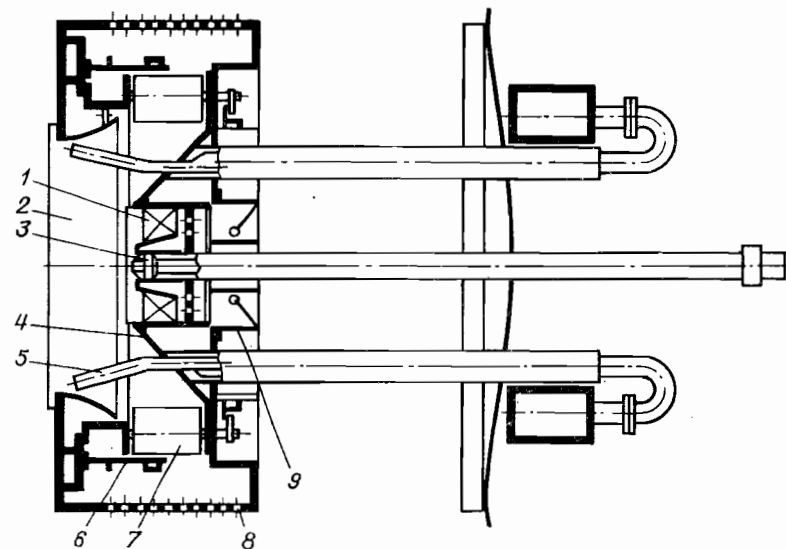


Рис. 4.30. Горелка фирмы «Пиллард» [42].

1 — факельная коробка; 2 — гиперболическая труба; 3 — форсунка; 4 — дефлектор; 5 — газовый пазодок; 6 — кольцевой шибер; 7 — тангенциально-лопаточный завихритель; 8 — перфорированная обечайка; 9 — сегментный шибер.

часть (76 %) воздуха — через тангенциально-лопаточный аппарат. С помощью кольцевого шибера можно менять угол установки лопаток завихрителя 7 от 16 до 60° (от радиального направления). Тяги регулирования выведены на панель горелки.

Скорость воздуха на выходе из горелки составляет 60 м/с, сопротивление горелки 1,5—2,0 кПа. Амбразура горелки и выходная труба 2 профилируются как единый однополосный гиперболоид вращения. Горловина гиперболоида является пережимом амбразуры. Угол раствора входного конфузора и выходного диффузора 30°.

В горелке используется центробежная форсунка со сливом. Диапазон регулирования горелки при работе с малыми избытками воздуха от 100 до 25 % при практически неизменном давлении топлива перед форсункой и постоянном угле факела 85°.

Давление топлива перед форсункой — 3,5 МПа. Вязкость мазута (2—2,5° ВУ) автоматически поддерживается перед форсункой с помощью вискозиметра.

После отключения подачи топлива форсунка продувается паром с давлением 1,0—1,4 МПа (в течение 1 мин), из горелки не убирается и охлаждается паром с давлением 0,3 МПа.

Газомазутная горелка фирмы «Бабкок-Вилькокс»

Предназначена для котлов с паропроизводительностью 1500—2000 т/ч, с расходами по мазуту 5000, 6000 и 7000 кг/ч (рис. 4.31). Воздух на горение поступает через два коаксиаль-

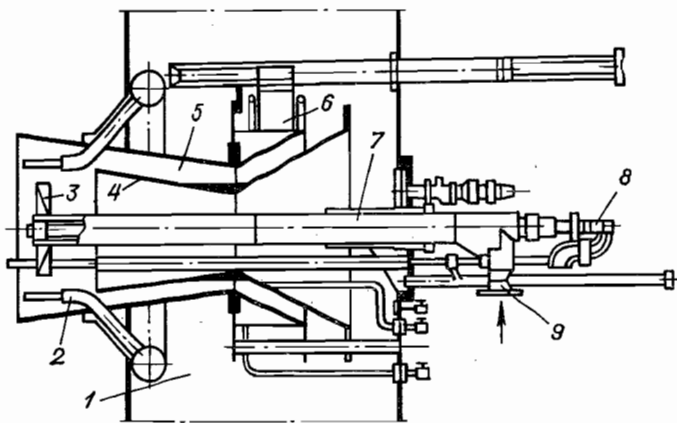


Рис. 4.31. Газомазутная горелка фирмы «Бабкок-Вилькокс» [40].

1 — кольцевой коллектор; 2 — газовые сопла; 3 — завихритель; 4 — внутреннее сопло Вентури; 5 — наружное сопло Вентури; 6 — барабанный шибер; 7 — коллектор центральной подачи газа; 8 — ствол форсунки; 9 — патрубок подачи центрального газа.

ных сопла Вентури 4 и 5. Скорость воздуха на срезе сопел 60—70 м/с. Мазут с давлением 1,2—2,1 МПа распыливается паровой гамма-форсункой. Газ подается через патрубок 9 и кольцевой коллектор 1. На конец защитной трубы насажен осевой лопаточный завихритель 3 для стабилизации пламени. Угол разворота лопаток завихрителя к оси горелки 45°. Через завихритель подается 20—25 % воздуха. При работе горелки на пониженной нагрузке подача воздуха через сопло 5 перекрывается барабанным шибером 6.

Воздух на горелки поступает из общего воздушного короба. Расход воздуха на горелки фиксируется по перепаду давлений между импульсными точками, расположенными в воздушном коробе и в узком сечении сопла Вентури.

§ 4.5. ФОРСУНКИ КОТЛОВ

Механические форсунки

В настоящее время завод «Ильмарине» выпускает нормализованные механические форсунки по ОСТ 108.836.03—80 и ОН-521, ОН-547 (рис. 4.32—4.36).

Перед топливными завихрителями устанавливаются распределительные шайбы с отверстиями и кольцевой проточкой для равномерной раздачи топлива по тангенциальным каналам камеры завихривания. В механических форсунках, в которых сопло и камера завихривания выполнены одной деталью, распылитель состоит из двух элементов: топливного завихрителя и распределительной шайбы, прижатых к топливопроводу накидной гайкой головки форсунки. В форсунках ОН-521 и ОН-547 конструкции ЦККБ ВТИ (табл. 4.9) распылитель состоит из трех дисковых элементов: соплового диска, диска

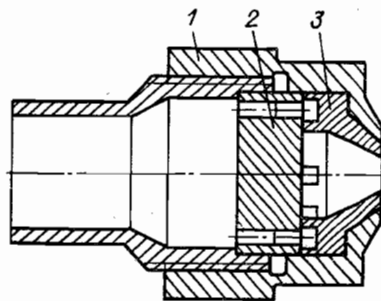


Рис. 4.32. Головка механической форсунки по ОСТ 108.836.03—80.

1 — накидная гайка; 2 — распределительная шайба; 3 — завихритель.

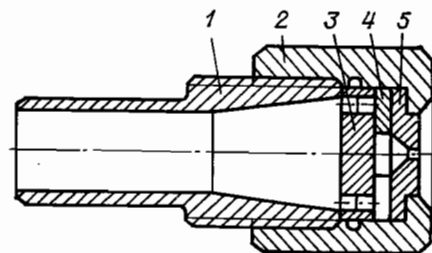


Рис. 4.33. Головка механических нормализованных форсунок ОН-521, ОН-547.

1 — ствол; 2 — накидная гайка; 3 — распределительная шайба; 4 — диск камеры завихривания; 5 — сопловый диск.

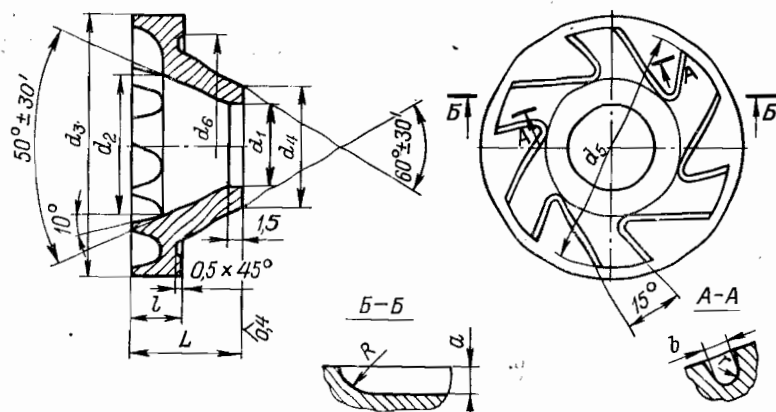


Рис. 4.34. Завихритель топливный, вариант 1, по ОСТ 108.568.03—80.

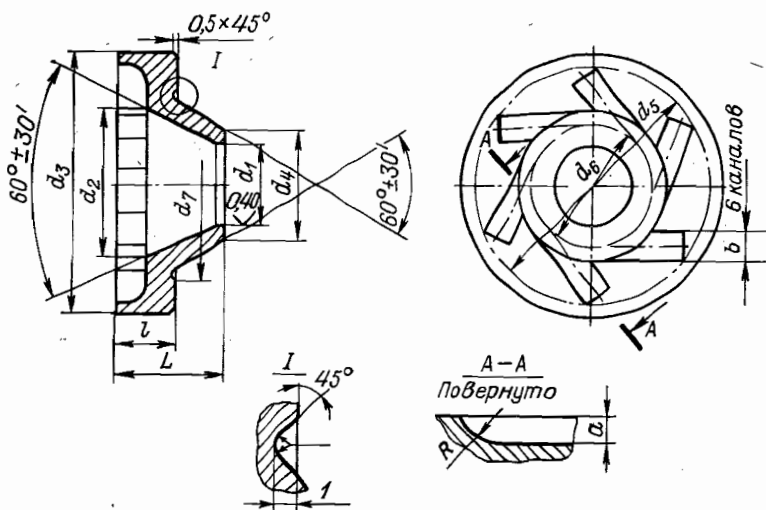
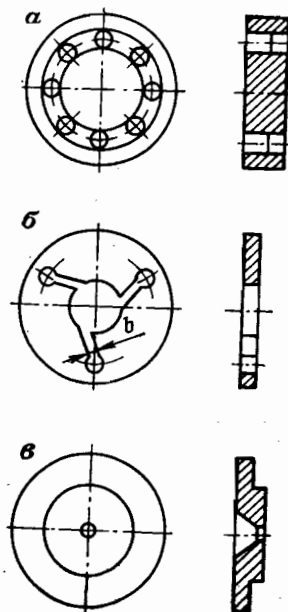


Рис. 4.35. Завихритель топливный, вариант 2, по ОСТ 108.568.03—80.

камеры завихривания и распределительной шайбы. Высокое качество обработки торцевых прилегающих друг к другу поверхностей всех трех элементов обеспечивает при затяжке накидной гайки головки высокую плотность соединения, не допускающую перетечек топлива помимо распылителя между соприкасающимися поверхностями.

Механические нормализованные форсунки по ОСТ 108.836.03—80 выпускаются заводом одиннадцати типоразмеров с пропускной способностью 750—9000 кг/ч при давлении

Рис. 4.36. Распылитель форсунок ОН-521, ОН-547.
а — распределительная шайба; б — диск камеры завихривания; в — сопловый диск.



топлива 3,5 МПа. В табл. 4.10 и 4.11 приведены конструктивные размеры и технические характеристики топливных завихрителей этих форсунок. Пример обозначения ФМ750/500 (форсунка механическая с пропускной способностью 750 кг/ч при давлении топлива 3,5 МПа и длиной ствола 500 мм). Форсунки предназначены для котлов средней и большой мощности. Вязкость топлива перед форсунками не должна превышать 2,5° ВУ; топливо должно быть пропущено через фильтр с размером ячейки 0,5×0,5 мм.

Механические форсунки ОН-521 и ОН-547 предназначены в основном для котлов малой и средней мощности; вязкость топлива для них не должна превышать 3—4° ВУ, а фильтрация топлива должна производиться через сетку 0,5×0,5 мм для форсунок с диаметром сопла менее 2,5 мм и через сетку 1×1 мм для форсунок с диаметром сопла более 2,5 мм.

Диапазон регулирования механических форсунок по производительности составляет 70—100 % при давлении топлива 2,0 МПа и 55—100 % при давлении топлива 3,5 МПа.

Форсунки механического распыливания предназначены в основном для котлов, работающих в базовом режиме. При снижении производительности ниже допустимой регулирование осуществляют отключением ряда горелок, т. е. производят количественное регулирование.

В котлах большой мощности нашли применение регулируемые механические форсунки: двухконтурная с обратным сливом (рис. 4.37) и двухступенчатая форсунка ВТИ-БЭРН (рис. 4.38).

В форсунке с обратным сливом топливо из топливопровода 1 поступает по двум наружным каналам в распределительно-завихрывающую шайбу 3 (топливный завихритель выполнен в одной детали с распределительной шайбой). Из завихрителя топливо поступает в сопловый насадок, а на пониженных нагрузках отводится через центральное отверстие распределительно-завихрывающей шайбы и топливопровод в сливную линию через сливной регулирующий клапан на всас мазутных насосов.

Таблица 4.9

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАЗУТНЫХ ФОРСУНОК МЕХАНИЧЕСКОГО РАСПЫЛИВАНИЯ ОН-521, ОН-547

Форсунки	Типоразмер форсунки	Пропускная способность форсунки, кг/ч, при давлении мазута, МПа		Диаметр сопла, мм
		2,0	3,5	
Механические малые	ОН-521-01	80	110	1,5
	ОН-521-02	120	160	2,0
	ОН-521-03	160	220	2,5
	ОН-521-04	210	270	3,0
	ОН-521-05	250	330	3,5
	ОН-521-06	180	230	1,5
	ОН-521-07	280	360	2,0
	ОН-521-08	400	520	2,5
	ОН-521-09	520	690	3,0
	ОН-521-10	660	860	3,5
Механические средние	ОН-547-01	400	500	2,5
	ОН-547-02	600	800	3,5
	ОН-547-03	800	1000	4,5
	ОН-547-04	1200	1500	5,0
	ОН-547-05	1600	2000	6,0
	ОН-547-06	2000	2600	7,0

Примечание. Форсунки типов ОН-521 и ОН-547 изготавливаются длиной 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1400, 2000, 2500, 3000, 4000 мм, форсунки типа ОН-521, кроме того, длиной 200 мм.

В форсунке ВТИ-БЭРН имеются два топливных завихрителя: низкого давления 4 и высокого давления 5. При работе на низких нагрузках работает завихритель 4, топливо к которому поступает по центральному топливопроводу ствола форсунки. При повышении давления топлива перед котлом срабатывает (открывается) пружинный клапан на топливопроводе второй ступени и топливо поступает по периферии ствола форсунки (между наружной и внутренней трубами ствола) к топливному завихрению второй ступени. С этого момента в работе находятся уже обе ступени форсунки.

Паромеханические и пневмомеханические форсунки

В паромеханических и пневмомеханических форсунках за топливным завихрителем, с внешней стороны форсунки, устанавливается паровой или воздушный завихритель. На нагрузках 100—70 % пар (воздух) не подается в форсунку, и она работает как простая механическая. На нагрузках ниже 70 % для вторичного дробления капель (пленки) топлива в паровой или воздушный завихритель подается распыливающий агент с постоянным давлением, не зависящим от нагрузки.

Паровой или пневматический завихритель может быть выполнен с топливным завихрителем как в одной детали, так и отдельно. Преимуществом отдельного исполнения является замена топливного завихрителя как более быстро изнашивающегося без замены парового или пневматического. Примером отдельного исполнения могут служить паромеханические форсунки ЦКТИ-ВТИ по ОСТ 108.836.03—80 (рис. 4.39), форсунки к горелкам ГМГ-М и ГМГБ-5,6 (рис. 4.40).

Для паро- и пневмомеханических форсунок удельный расход распыливающего агента составляет 0,02—0,06 кг/кг. Чем больше расход распыливающего агента G_p и выше его энергия E_p , тем больше должно быть давление топлива, чтобы его кинетическая энергия E_t оказывала влияние на качество распыливания. На малых расходах G_t , когда давление топлива практически не влияет на дробление, диаметр капель зависит от удельной энергии распыливающего агента. На промежуточных режимах качество дробления зависит от суммарной удельной энергии топлива и распыливающего агента [22].

$$e = \frac{E_t + \beta E_p}{G_t} = \frac{\omega_t^2}{2g} + \beta \frac{\omega_p^2 G_p}{2g G_t}, \quad (4.7)$$

где β — коэффициент использования энергии, который характеризуется отношением переданной топливу энергии к полной энергии распыливающего агента (для простых схем β можно определить при помощи теории турбулентных струй, для сложных схем — экспериментально); ω_t и ω_p — скорость топлива и распыливающего агента.

Измерение диаметров капель при подаче распыливающего агента, обладающего различной кинетической энергией, показало, что качество распыливания определяется единой зави-

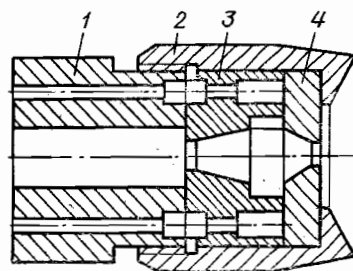


Рис. 4.37. Механическая двухконтурная форсунка с обратным сливом [40].

1 — топливопровод; 2 — накидная гайка; 3 — распределительно-завихряющая шайба; 4 — сопловой насадок.

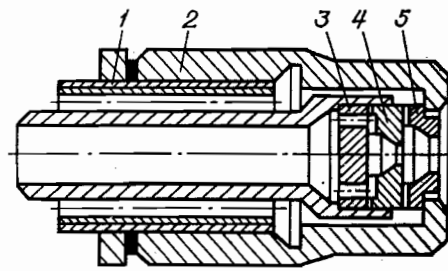


Рис. 4.38. Механическая двухступенчатая форсунка ВТИ-БЭРН [40].

1 — топливопровод высокого давления; 2 — накидная гайка; 3 — распределительная шайба; 4 — завихритель низкого давления; 5 — завихритель высокого давления

Т а б л и
ЗАВИХРИТЕЛИ ТОПЛИВНЫЕ ФОРСУНОК СТАЦИОНАРНЫХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ,

Обозначение завихрителя	d_1	d_2	d_3	d_4
01 ОСТ 108.568.03—80	$3,6^{+0,075}$	$11,2^{+0,11}$	$25_{-0,13}$	9
02 ОСТ 108.568.03—80	$4,0^{+0,075}$	$13,2^{+0,11}$	$25_{-0,13}$	9
03 ОСТ 108.568.03—80	$5,7^{+0,075}$	$16,0^{+0,11}$	$32_{-0,16}$	10
04 ОСТ 108.568.03—80	$6,4^{+0,080}$	$17,6^{+0,11}$	$32_{-0,16}$	10
05 ОСТ 108.568.03—80	$7,6^{+0,090}$	$18,0^{+0,13}$	$35_{-0,16}$	14
06 ОСТ 108.568.03—80	$8,0^{+0,090}$	$18,0^{+0,13}$	$35_{-0,16}$	14
07 ОСТ 108.568.03—80	$8,6^{+0,090}$	$18,0^{+0,13}$	$35_{-0,16}$	14
08 ОСТ 108.568.03—80	$9,3^{+0,090}$	$18,4^{+0,13}$	$35_{-0,16}$	14
09 ОСТ 108.568.03—80	$10,0^{+0,090}$	$18,4^{+0,13}$	$35_{-0,16}$	14
10 ОСТ 108.568.03—80	$11,0^{+0,110}$	$22^{+0,13}$	$38_{-0,16}$	18
11 ОСТ 108.568.03—80	$12,1^{+0,110}$	$22^{+0,13}$	$38_{-0,16}$	18

П р и м е ч а н и е. Материал топливных завихрителей—спеченный твердый сплав.

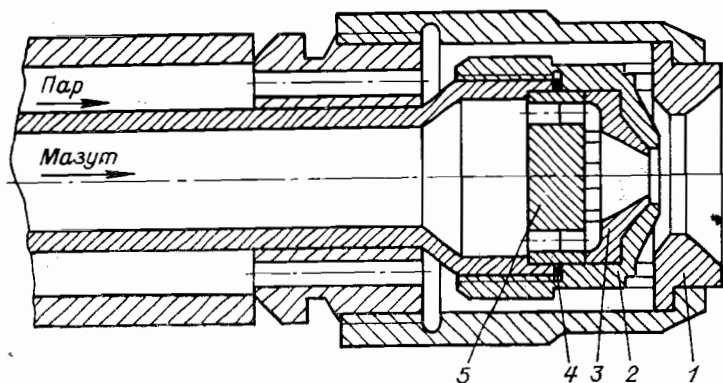


Рис. 4.39. Нормализованная паромеханическая форсунка по ОСТ 108.836.03—80.

1— сопло паровое; 2— гайка; 3— завихритель топливный; 4— прокладка; 5— шайба распределительная.

ца 4.10

ОСТ 108.568.03—80. ВАРИАНТ I (ВЗАМЕН ОСТ 24.568.03) (см. рис. 4.34)

d_1	d_2	L	l	b	a	r	R	Число каналов n	Масса, кг	Пропускная способность, кг/ч, при давлении 3,5 МПа
$22 \pm 0,084$	18	10	6,0	3,35	2,5	1,5	6,0	2	0,046	750
$22 \pm 0,084$	18	10	6,0	3,63	3,3	1,5	6,0	2	0,061	1000
$29 \pm 0,084$	25	13	7,5	3,44	2,8	1,7	6,0	4	0,070	2000
$29 \pm 0,084$	25	13	7,5	3,53	3,1	1,8	6,0	4	0,070	2500
$32 \pm 0,100$	28	14	7,5	3,73	3,0	1,6	7,0	6	0,070	3500
$32 \pm 0,100$	28	14	7,5	3,73	3,3	1,6	7,0	6	0,070	4000
$32 \pm 0,100$	28	14	7,5	3,87	3,5	1,6	7,0	6	0,070	4600
$32 \pm 0,100$	28	14	7,5	3,76	3,2	2,0	7,0	6	0,070	5200
$32 \pm 0,100$	28	14	7,5	3,83	3,4	2,0	7,0	6	0,070	6000
$35 \pm 0,100$	31	16	7,5	4,77	4,2	2,0	7,0	6	0,070	7500
$35 \pm 0,100$	31	16	7,5	4,88	4,5	2,0	7,0	6	0,070	9000

симостью от суммарной удельной энергии, рассчитываемой по формуле (4.7). В ней для форсунок с внешним взаимодействием потоков топлива и распыливающего агента, работающих по схеме двухсопловых форсунок, $\beta=0,24$; для форсунок с внутренним взаимодействием потоков, работающих по схеме двухкамерных форсунок с одним выходным соплом, $\beta=0,33$.

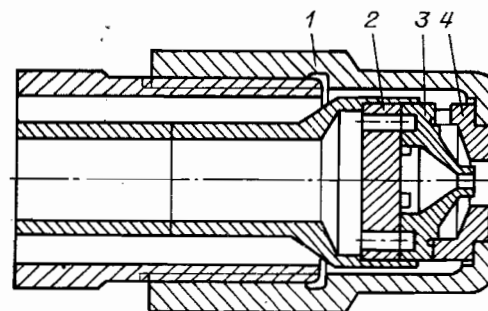


Рис. 4.40. Головка паромеханической форсунки горелки ГМГ-М.

1— накидная гайка; 2— шайба распределительная; 3— завихритель топливный; 4— завихритель паровой.

Т а б л и
ЗАВИХРИТЕЛИ ТОПЛИВНЫЕ ФОРСУНОК СТАЦИОНАРНЫХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ,

Обозначение завихри- теля	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5
12 ОСТ 108.568.03—80	$3,6^{+0,075}$	$11,2^{+0,11}$	$25_{-0,13}$	9	$22 \pm 0,084$
13 ОСТ 108.568.03—80	$4,0^{+0,075}$	$13,2^{+0,11}$	$25_{-0,13}$	9	$22 \pm 0,084$
14 ОСТ 108.568.03—80	$5,7^{+0,075}$	$16,2^{+0,11}$	$32_{-0,13}$	10	$29 \pm 0,084$
15 ОСТ 108.568.03—80	$6,4^{+0,090}$	$17,6^{+0,11}$	$32_{-0,13}$	10	$29 \pm 0,084$
16 ОСТ 108.568.03—80	$7,6^{+0,090}$	$18,2^{+0,13}$	$35_{-0,16}$	14	$32 \pm 0,100$
17 ОСТ 108.568.03—80	$8,0^{+0,090}$	$18,2^{+0,13}$	$35_{-0,16}$	14	$32 \pm 0,100$
18 ОСТ 108.568.03—80	$8,6^{+0,090}$	$18,2^{+0,13}$	$35_{-0,16}$	14	$32 \pm 0,100$
19 ОСТ 108.568.03—80	$9,3^{+0,090}$	$18,2^{+0,13}$	$35_{-0,16}$	14	$32 \pm 0,100$
20 ОСТ 108.568.03—80	$10,0^{+0,090}$	$18,4^{+0,13}$	$35_{-0,16}$	14	$32 \pm 0,100$
21 ОСТ 108.568.03—80	$11,0^{+0,110}$	$22,0^{+0,13}$	$38_{-0,16}$	16	$35 \pm 0,100$
22 ОСТ 108.568.03—80	$12,0^{+0,110}$	$22,0^{+0,13}$	$38_{-0,16}$	16	$35 \pm 0,100$

Примечание. Материал топливных завихрителей — сталь 30Х13 ГОСТ 5632—72*;

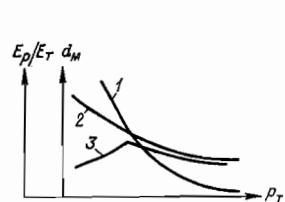


Рис. 4.41. Характер зависимостей отношений энергий распыливающего агента E_p и топлива E_T , медианного диаметра капель d_m от давления топлива p_T при $p_D = \text{const}$ для паро- и пневмомеханических форсунок с внутренним взаимодействием потоков [22].

1 — E_p/E_T ; 2 и 3 — d_m без подачи и с подачей распыливающего агента.

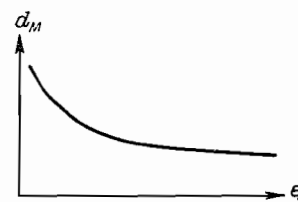


Рис. 4.42. Характер зависимостей медианного диаметра капель d_m от суммарной энергии e для паро- и пневмомеханических форсунок с внутренним взаимодействием потоков [22].

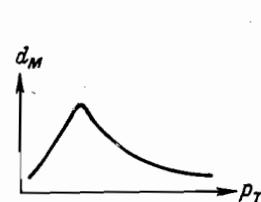


Рис. 4.43. Характер зависимостей медианного диаметра капель d_m от давления топлива p_T при $p_D = \text{const}$ для форсунок с внешним взаимодействием потоков [22].

ца 4.11

ОСТ 108.568.03—80, ВАРИАНТ 2 (ВЗАМЕН ОСТ 24.568.03) (см. рис. 4.35)

d_6	d_7	L	l	b	a	R	Масса, кг	Пропускная способность, кг/ч, при давлении 3,5 МПа
$8,6^{+0,09}$	18	$10_{-0,09}$	6	$1,5^{+0,040}$	$1,5^{+0,040}$	6	0,04	750
$10,0^{+0,11}$	18	$10_{-0,09}$	6	$1,5^{+0,040}$	$2,1^{+0,040}$	6	0,04	1000
$12,4^{+0,11}$	25	$13_{-0,11}$	7,5	$2,0^{+0,040}$	$2,8^{+0,040}$	6	0,06	2000
$13,4^{+0,11}$	25	$13_{-0,11}$	7,5	$2,5^{+0,040}$	$2,7^{+0,040}$	6	0,06	2500
$14,8^{+0,11}$	28	$14_{-0,11}$	7,5	$3,0^{+0,040}$	$3,0^{+0,040}$	7	0,08	3500
$14,8^{+0,11}$	28	$14_{-0,11}$	7,5	$3,0^{+0,040}$	$3,3^{+0,048}$	7	0,10	4000
$14,8^{+0,11}$	28	$14_{-0,11}$	7,5	$3,0^{+0,040}$	$3,6^{+0,048}$	7	0,10	4600
$14,8^{+0,11}$	28	$14_{-0,11}$	7,5	$3,0^{+0,040}$	$3,8^{+0,048}$	7	0,10	5200
$14,8^{+0,11}$	28	$14_{-0,11}$	7,5	$3,0^{+0,040}$	$4,1^{+0,048}$	7	0,08	6000
$17,0^{+0,11}$	32	$16_{-0,11}$	8,5	$4,0^{+0,048}$	$4,1^{+0,048}$	8	0,10	7500
$17,0^{+0,11}$	32	$16_{-0,11}$	8,5	$4,0^{+0,048}$	$4,5^{+0,048}$	8	0,10	9000

HRC 40... 50; допускается изготовление из стали 38ХМЮА ГОСТ 4543—71*.

В форсунках с внутренним взаимодействием потоков увеличение давления и расхода одного потока уменьшает (из-за противодействия) расход другого.

При постоянном давлении распыливающего агента с увеличением давления топлива сокращается расход распыливающего агента; расход распыливающего агента прекратится, когда противодействие будет равно давлению распыливающего агента. На рис. 4.41 показан характер зависимостей отношений энергий и медианного диаметра капель от давления топлива при постоянном давлении распыливающего агента, а на рис. 4.42 — медианного диаметра капель от суммарной удельной энергии для форсунок с внутренним взаимодействием потоков. Конкретные значения зависимостей $E_p/E_T = f(p_T)$, $d_m = f(p_T)$, $d_m = f(e)$ определяются конструктивным выполнением форсунок.

В форсунках с внешним взаимодействием потоков при малых значениях давления топлива, когда давление его практически не влияет на тонкость распыливания, с увеличением давления топлива (при постоянном давлении распыливающего

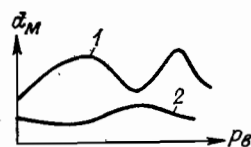


Рис. 4.44. Характер зависимости среднего диаметра капель d_m от давления воздуха p_v для пневмомеханических форсунок с внешним взаимодействием потоков при разных давлениях топлива p_t [22].
1 — p_{t1} ; 2 — $p_{t2} < p_{t1}$

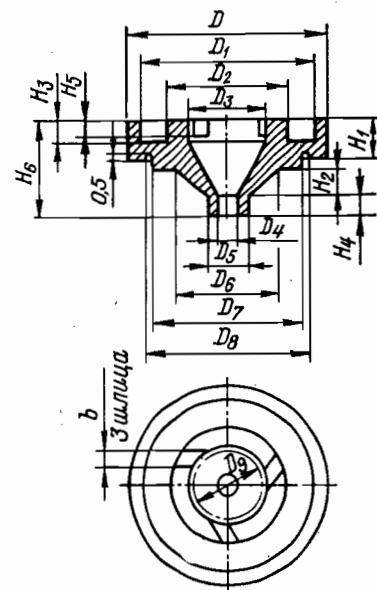


Рис. 4.45. Завихритель топливный форсунок горелок ГМГ-М.

агента) диаметр капель будет увеличиваться (рис. 4.43) и достигнет максимума, начиная с которого на качество распыливания будет влиять уже давление топлива. С этого момента (промежуточные режимы) диаметр капель резко падает. Увеличение d_m происходит до тех пор, пока потенциальная энергия давления топлива не станет соизмеримой с кинетической энергией распыливающего агента.

В пневмомеханических форсунках с закрученными потоками на ряде режимов могут возникнуть резонансные явления, когда частоты колебаний, генерируемые воздушным потоком, совпадут или будут близки к частотам колебаний топливной струи. На этих режимах происходит резкое улучшение качества распыливания (рис. 4.44) [22]. Для котлов малой мощности используются паромеханические форсунки завода «Ильмарине» для горелок ГМГ-М и ГМГБ (см. рис. 4.40). В кольцевом пазу наконечника топливопровода установлена распределительная шайба 2, к ней примыкает топливный завихритель 3, а к нему — паровой завихритель 4. Плотность прилегающих поверхностей всех трех элементов (при высоком качестве обработки их) обеспечивается стяжной накидной гайкой 1 головки, закручиваемой на резьбу ствола форсунки. Топливные завихрители всех четырех типоразмеров — трехканальные, пропускной способностью по мазуту 165 кг/ч (при давлении топлива 1,6 МПа), 220, 435 и 530 кг/ч (при давлениях топлива 2,0 МПа) (рис. 4.45, табл. 4.12). Паровой завихритель — трехканальный,

Таблица 4.12
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ТОПЛИВНЫХ ЗАВИХРИТЕЛЕЙ
ПАРМЕХАНИЧЕСКИХ ФОРСУНОК ГОРЕЛОК ГМГ-М (см. рис. 4.45)

Параметры	ГМГ-1,5М	ГМГ-2М	ГМГ-4М	ГМГ-5М
D (доп. откл. $\pm 0,1$)	22,7	22,7	26,7	26,7
D_1	20	20	24	24
D_2	14	14	16	18
D_3 (доп. откл. $-0,1$)	7	7	9	9
D_4 (доп. откл. $+0,04$)	1,8	2	2,8	3
D_5	3,5	3,5	5	6
D_6	—	—	14	14
D_7 (доп. откл. по X_4)	15	15	20	20
D_8	17	17	22	22
D_9	6,5	6,5	8,5	8,5
H_1 (доп. откл. $-0,02$)	3	3	5	5
H_2 (доп. откл. $\pm 0,1$)	0,5	0,5	1	1
H_3	1,7	1,7	2,7	2,7
H_4	2	2	3	4
H_5 (доп. откл. $\pm 0,08$)	1,2	1,5	2	2
H_6	9	9	12,5	13,5
b (доп. откл. $\pm 0,08$)	1,5	1,5	2	2
Масса, кг	0,02	0,02	0,023	0,023

давление распыливающего пара 0,1—0,2 МПа. Диапазон регулирования форсунок по производительности 20—100 %.

Топливные завихрители горелок ГМГ-М достаточно сложны

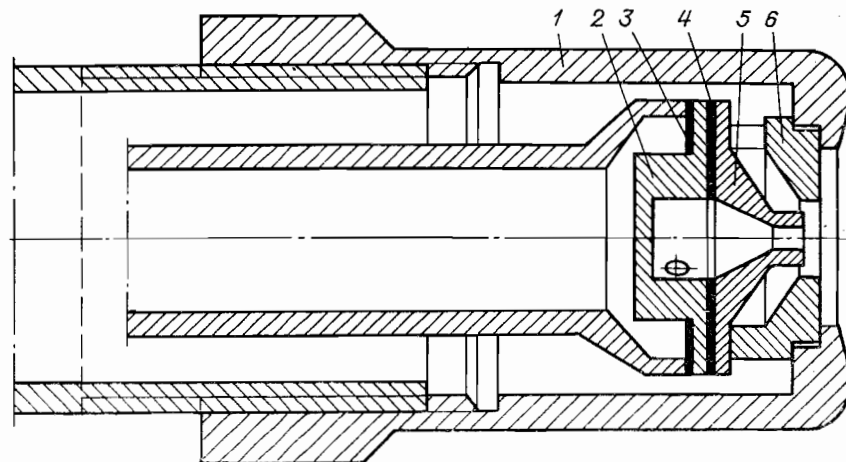


Рис. 4.46. Головка форсунки ГМГ-М с измененным топливным распылителем.

1 — накидная гайка; 2 — завихритель топлива; 3 и 4 — паронитовые прокладки толщиной 0,5 мм; 5 — сопловой насадок; 6 — паровой завихритель.

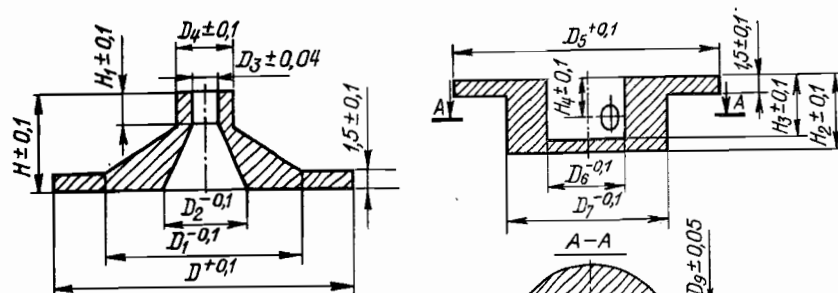


Рис. 4.47. Сопловой насадок.

Рис. 4.48. Камера завихривания распылителя.

в изготовлении и не всегда могут быть сделаны в местных условиях; срок службы завихрителей ограничен работой в течение 1000 ч. При абразивном износе сопла (а изношенное оно, как правило, имеет неправильную форму) происходит увеличение расхода топлива, факел теряет правильную конусообразную форму, увеличивается необходимый для полного сгорания топлива коэффициент избытка воздуха, что приводит к перерасходу топлива.

Возможно применение более простых в изготовлении в местных условиях двухканальных распылителей той же пропускной способности, что и завихрители горелок ГМГ-М (головку форсунки в сборе см. на рис. 4.46). Распылитель опробован ВНПО «Союзавтоматстром» с положительными результатами. Он состоит из двух элементов: соплового насадка распылителя (рис. 4.47) и камеры завихривания (рис. 4.48).

Камера завихривания распылителя — практически неизменяемая деталь. Сменной деталью является сопловой насадок, достаточно простой в изготовлении. Головка форсунки, паровой завихритель и насадок топливного ствола форсунок остаются без изменения. Уплотнение между распыливающим насадком и завихрителем, а также между стволом форсунок и завихривающей камерой осуществляется паронитовыми прокладками толщиной 0,5 мм. Размеры элементов предлагаемого распылителя приведены в табл. 4.13 и 4.14.

Для котлов средней и большой производительности паромеханические форсунки изготавливают по ОСТ 108.836.03—80. Так же как и нормализованные механические по ОСТ, паромеханические выпускаются одиннадцати типоразмеров с пропускной способностью 7500—9000 кг/ч при давлении топлива 3,5 МПа. Топливные завихрители механических и паромеханических форсунок по ОСТ одинаковы — (01—11) ОСТ 108.

Таблица 4.13
РАЗМЕРЫ СОПЛОВОГО НАСАДКА (см. рис. 4.47)

Горелки	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	H ₁	H
ГМГ-1,5М	25	15	7	1,8	3,5	2	7,5
ГМГ-2М	25	15	7	2,0	3,5	2	7,5
ГМГ-4М	30	20	9	2,8	5	3	9
ГМГ-5М	30	20	9	3,0	6	4	10

Таблица 4.14
РАЗМЕРЫ ЗАВИХРИВАЮЩЕЙ КАМЕРЫ (см. рис. 4.48)

Горелки	D ₅	D ₆	D ₇	D ₈	D ₉	H ₂	H ₃	H ₄
ГМГ-1,5М	25	7	14	6,5	1,85	7	6	3,75
ГМГ-2М	25	7	14	6,5	2,1	7	6	3,75
ГМГ-4М	30	9	18	8,5	2,75	8	7	4,25
ГМГ-5М	30	9	18	8,5	2,75	8	7	4,25

568.03—80, изготавливаются в двух вариантах исполнения (см. рис. 4.34 и 4.35). Пар на вторичное дробление пленки топлива и крупных частиц топлива с давлением 0,4 МПа поступает по периферии ствола форсунки, далее между накидной гайкой и соплом, имеющим восемь наклонных шлицевых канавок для закрутки распыливающего пара. Параметры форсунок указаны в табл. 4.10, 4.11 и 4.18.

Для котлов средней и большой производительности изготавливаются также паромеханические форсунки «Титан-М» (рис. 4.49). В форсунках «Титан-М» топливный распылитель выполнен из двух деталей: завихрителя 5, вставленного

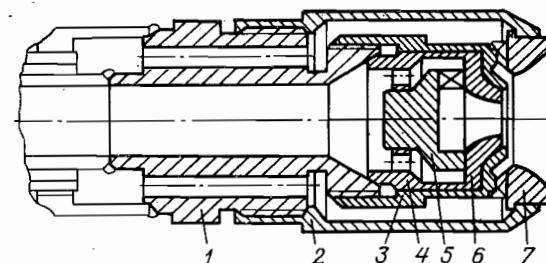


Рис. 4.49. Головка паромеханической форсунки «Титан-М» [36].

1 — распределитель; 2 — паровая гайка; 3 — мазутная гайка; 4 — фильтр; 5 — завихритель мазута; 6 — мазутное сопло; 7 — паровый распылитель.

Таблица 4.15
ХАРАКТЕРИСТИКА ПАРМЕХАНИЧЕСКИХ ФОРСУНОК «ТИТАН-М»

Номер форсунок	Избыточное давление мазута, МПа					Избыточное давление пара, МПа			
	3,5	2,5	1,8	1,0	0,2	0,8	0,6	0,4	0,2
	Расход мазута, т/ч					Расход пара, кг/ч			
1	1,0	0,85	0,72	0,53	0,24	40	30	21	13
2	2,0	1,70	1,43	1,07	0,48	88	68	48	31
3	3,0	2,50	2,10	1,60	0,72	103	90	57	34
4	4,0	3,40	2,90	2,10	0,90	180	140	100	60
5	4,6	3,80	3,20	2,40	1,08	180	140	100	60
6	5,2	4,40	3,70	2,80	1,25	230	180	140	77
7	6,0	5,10	4,30	3,20	1,40	230	180	140	77
8	7,5	6,30	5,40	4,00	1,80	335	260	185	110
9	9,0	7,60	6,50	4,80	2,30	390	300	210	130
10	12,0	10,0	8,60	6,40	2,90	450	400	250	150

в гнездо фильтра 4, и сопла 6, плотно прижатого к торцу фильтра 4 прижимной гайкой 3, закручиваемой на наконечник топливопровода. Пар на вторичное дробление поступает по периферии ствола форсунки, далее между прижимной гайкой и общим выходным соплом через наклонные шлицевые канавки сопла 7 для закрутки распыливающего агента. Форсунки «Титан-М» имеют десять типоразмеров с пропускной способностью 1—12 т/ч при давлении топлива 3,5 МПа, давление пара на распыливание до 0,8 МПа. Характеристики форсунки даны в табл. 4.15. Диапазон регулирования форсунок составляет 24—100 %.

Максимальное относительное отклонение расхода по заданным предельным (верхним) отклонениям диаметра сопла d_c , эквивалентного диаметра тангенциальных каналов $d_{вх} = d_t \sqrt{n}$ (n — число тангенциальных каналов круглого сечения диаметром d_t) и радиуса плеча закручивания R по работе [33] с использованием формулы (3.15) и $\mu = f(A) = KA^{-m}$, где $m = 0,67$, при $0,75 < A < 7,5$

$$\left(\frac{\Delta G}{G}\right)_{\max} = \frac{\Delta(d_c^2 \mu)}{d_c^2 \mu} = \frac{2\Delta d_c}{d_c} + \frac{\Delta \mu}{\mu}.$$

Так как $\frac{\Delta \mu}{\mu} = -mA^{-1}\Delta A$, $aA = 2d_c R/d_{вх}^2$, то

$$\left(\frac{\Delta G}{G}\right)_{\max} = 1,33 \frac{\Delta d_c}{d_c} + 1,34 \frac{\Delta d_{вх}}{d_{вх}} + 0,67 \frac{\Delta R}{R}, \quad (4.8)$$

где Δd_c , $\Delta d_{вх}$ и ΔR — абсолютные предельные отклонения.

Абсолютное отклонение расхода $\Delta G > 0$ при $\Delta d_c > 0$ и $\Delta d_{вх} > 0$, т. е. расход увеличивается с увеличением диаметров сопла и

тангенциальных входных каналов. Увеличение же плеча закручивания приводит к уменьшению расхода, поэтому в формулу (4.8) следует подставлять абсолютное значение предельного отклонения R обратного знака, чем Δd_c и $\Delta d_{вх}$.

При допустимых отклонениях с обоими знаками вероятное допустимое максимальное относительное отклонение расхода по работе [33] не должно превышать

$$\frac{\Delta G}{G} = \sqrt{\left(1,33 \frac{\Delta d_c}{d_c}\right)^2 + \left(1,34 \frac{\Delta d_{вх}}{d_{вх}}\right)^2 + \left(0,67 \frac{\Delta R}{R}\right)^2}. \quad (4.9)$$

Эксперименты, проведенные с большим числом центробежных форсунок, подтвердили справедливость как предположения о нормальном законе распределения отклонений размеров распылителя от номинальных, так и самих формул (4.8) и (4.9). Из формул видно, что относительное изменение плеча закручивания в два раза слабее влияет на изменение расхода, чем относительные изменения диаметров сопла и входных тангенциальных каналов. Еще меньшее влияние оказывают длина тангенциальных каналов, высота камеры завихривания и длина сопла. Чем выше пропускная способность форсунки, тем меньше влияние погрешностей при изготовлении на отклонение расхода и качество распыливания топлива.

В соответствии с РТМ 24.030—74 точность изготовления основных конструктивных элементов распыливающей головки должна обеспечивать допускаемые отклонения основных параметров форсунки в соответствии с требованиями ГОСТ 23689—79*. Эти требования могут быть выполнены, если точность изготовления и шероховатость поверхностей основных конструктивных элементов распыливающей головки будут не ниже приведенных в табл. 3.2 и 4.16.

Таблица 4.16
ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РАСПЫЛИВАЮЩЕЙ ГОРЕЛКИ

Показатели	Квалитеты форсунки с пропускной способностью, кг/ч	
	менее 2000	более 2000
Диаметр сопла	H10	H11
Высота сопла	H10	H11
Глубина и ширина тангенциальных каналов	H10	H11
Диаметр камеры завихривания	H11	H12
Высота камеры завихривания	H13	H13
Технологический диаметр камеры завихривания	H13	H13

Посадки распыливающих элементов должны выполняться по квалитетам Н12—Н11. Для форсунки с распылителем, состоящим из одного элемента, рекомендуется применять посадки Н11/В11 и Н11/С11, а для форсунок с распылителем, состоящим из нескольких элементов, — Н11/Л11 и Н11/н11.

Для снижения допусков на основные размеры и увеличения срока службы форсунок очень важно основные ее детали изготавливать из материала, обладающего высокой твердостью и износостойкостью. По данным ЦКТИ срок службы топливных завихрителей механических и паромеханических форсунок, изготовленных из сталей марок ШХ15 и ХВГ (термообработанных), составляет около 1000 ч.

В настоящее время завихрители механических и паромеханических форсунок изготавливают из стали ХВГ ГОСТ 5950—73*, из спеченного твердого сплава, стали 30Х13 ГОСТ 5632—72*, стали 38ХМЮА ГОСТ 4543—71*.

Для увеличения срока службы завихрители из стали ХВГ подвергают термообработке с достижением твердости по Роквеллу $HRC=58\div62$, а сталь 38ХМЮА азотируют на глубину 0,5 мм.

Паровые и пневматические форсунки

В паровых и пневматических форсунках дробление топлива осуществляется за счет кинетической энергии пара или воздуха. Основными показателями работы являются качество дробления и расход распыливающего агента на распыливание 1 кг топлива. Взаимодействие потоков топлива и распыливающего агента в форсунках этого типа осуществляется как внутри форсунки, так и вне ее. К первому типу относятся форсунка Шухова, форсунка завода «Ильмарине» (ОСТ 108.836.04—80), струйная ЦКТИ, гаммаобразная Бабкок-Вилькокс и др.; ко второму типу — форсунки «Беста», плоскофакельная ЦКТИ и др. Эффективность работы форсунок зависит от поверхности соприкосновения взаимодействующих потоков. Чем больше поверхность соприкосновения, тем эффективней работа форсунок (выше качество дробления, ниже удельный расход распыливающего агента).

В паровых форсунках завода «Ильмарине» (рис. 4.50) топливо подается по нормали к паровой струе через кольцевой зазор, образованный соплом и диффузором. Пар поступает по центральному отверстию, имеющему форму сопла Лаваля. Дальнейшее движение топливно-паровой смеси происходит в расширяющемся канале диффузора.

По ОСТ 108.836.04—80 предусмотрено 6 типоразмеров форсунок с пропускной способностью 60—1800 кг/ч (с максималь-

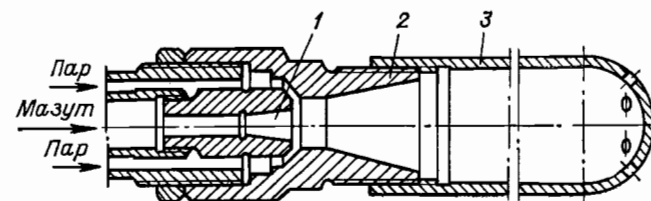


Рис. 4.50. Головка нормализованной паровой форсунки по ОСТ 108.836.04—80.
1 — топливное сопло; 2 — распыливающая головка; 3 — насадок.

ной пропускной способностью по типоразмерам 125; 240; 850; 1225; 1650; 1800 кг/ч); давление пара 0,4—2,5 МПа, давление мазута 0,05 МПа. Параметры форсунок указаны в табл. 4.17 и 4.18.

Опыт эксплуатации этих форсунок показал, что удовлетворительное качество распыливания достигается при давлении пара не ниже 1,2—1,3 МПа. Удельный расход пара на распыливание составляет 0,3 кг/кг. Для уменьшения длины факела устанавливают многосопловой насадок. За счет сопротивления насадка давление топлива должно быть увеличено до 0,4—0,5 МПа. В соответствии со стандартом форсунки выпускаются с длиной ствола 500; 1000; 1500; 2000; 2500; 3000; 3500; 4000; 4500; 5000 мм.

Пример обозначения по ОСТ: ФП1225/2000 (1225—максимальная производительность, 2000—длина ствола).

В струйных форсунках ЦКТИ (рис. 4.51) зона соприкосновения распыливающего агента и топлива разбита на отдельные элементы (сопла), пленка топлива располагается по нормали к паровым соплам, за паровыми соплами (за пленкой топлива) следуют паро-топливные сопла несколько большего

Таблица 4.17
ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ ПАРОВЫХ ФОРСУНОК ЗАВОДА
«ИЛЬМАРИНЕ» ПО ТИПОРАЗМЕРАМ В ЗАВИСИМОСТИ
ОТ ДАВЛЕНИЯ ПАРА ПО ОСТ 108.836.04—80, кг/ч

Форсунки	Давление пара, МПа						
	0,4	0,7	1,0	1,3	1,6	2,0	2,5
ФП125	60	100	125	—	—	—	—
ФП240	115	175	240	—	—	—	—
ФП850	—	275	370	470	560	670	850
ФП1225	—	390	535	675	820	1000	1225
ФП1656	—	500	700	900	1050	1350	1650
ФП1800	—	850	1175	1500	1800	—	—

Таблица 4.18
ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СТАНДАРТИЗОВАННЫХ ФОРСУНОК
(ТОПЛИВО НЕФТЯНОЕ, МАЗУТ ГОСТ 10585—75)

Наименование	Форсунки паромеханические ОСТ 108.836.03—80	Форсунки механические ОСТ 108.836.01—80	Форсунки паровые ОСТ 108.836.04—80
Пропускная способность форсунки на номинальном режиме с допустимым отклонением не более 2 %, кг/ч	750—9000*	750—9000*	125—1800*
Давление мазута на номинальном режиме перед форсункой, МПа	3,5	3,5	0,4—0,5**
Вязкость мазута, мм ² /с, не более	16	16	60
Допустимый размер частиц после фильтрации, мм	0,5	0,5	0,5
Коэффициент рабочего регулирования	10	1,5	3
Номинальный конусный угол распыливания, градус	90	85—90	90—95***
Относительный расход пара при давлении распыливающего пара 0,4 МПа, кг/кг, не более	0,02	—	0,4
Давление распыливающего пара, МПа	0,4	—	От 0,4 до 2,5
Температура распыливающего пара, °С	120—230	—	120—230

* Комплект форсунок для установки на котел должен иметь неравномерность пропускной способности менее 1,5 %, что обеспечивается селективным подбором распылителей.

** При снятии насадка давление топлива перед распылителем 0,05 МПа.

*** При снятии насадка конусный угол распыливания 20—30°.

размера. Количество групп сопел при пропускной способности 150—3450 кг/ч составляет 3—8; паровые сопла имеют диаметр 1—3 мм, общие сопла — 2—6 мм.

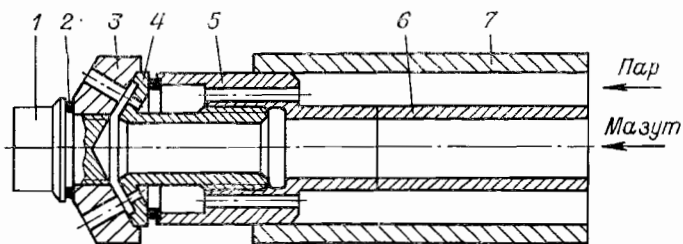
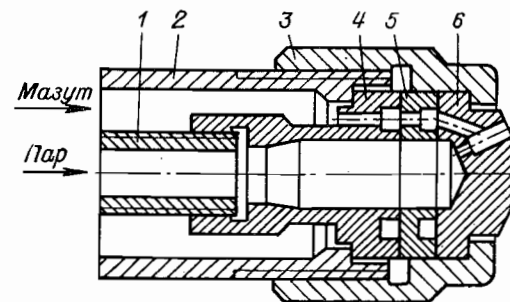


Рис. 4.51. Струйная форсунка ЦКТИ.

1 — пробка; 2 — прокладка; 3 — распылитель; 4 — коллектор паровой; 5 — корпус; 6 — топливный ствол; 7 — паровой ствол.

Рис. 4.52. Гамма-форсунка [22].

1 — внутренняя труба; 2 — внешняя труба; 3 — накидная гайка; 4 — распределитель; 5 — промежуточная пластина; 6 — гамма-насадок



Выход топлива осуществляется как за счет прямого сноса кинетической энергии пара, так и за счет эжекции. Каждое сопло рассчитано на пропуск 50; 70; 120; 160; 200; 300; 440 кг/ч. Форсунки могут быть выполнены с центральной и периферийной подачей топлива. Оптимальное давление топлива 0,2—0,25 МПа, пара или воздуха 0,40—0,45 МПа. Нижний предел регулирования по давлению топлива составляет 0,03—0,04 МПа, верхний — 1—1,5 МПа. Удельный расход распыливающего агента на номинальной нагрузке составляет 0,06—1,0 кг/кг.

Изменяя количество сопел и угол их наклона к оси форсунки, можно получить форсунки с различным расходом и углом факела. В качестве распыливающего агента можно использовать как пар (насыщенный или перегретый), так и сжатый воздух.

За рубежом широкое применение нашли так называемые гамма-форсунки Бабкок — Вилькокс (рис. 4.52) струйного типа, многосопловые с взаимодействием пара и топлива в соплах небольшого сечения. Благодаря разделению обоих потоков (пара и топлива) на систему мелких струй достигается резкое увеличение площади соударения и повышается эффективность взаимодействия потоков. Пропускная способность форсунок 50—5000 кг/ч при давлении топлива 1,0 МПа и давлении пара 1,2 МПа при числе сопел 3—25. При числе каналов более 15 они располагаются в два ряда. Удельный расход пара на распыливание топлива составляет 0,065 кг/кг.

Примером форсунок с внешним взаимодействием потоков может служить плоскофакельная форсунка ЦКТИ (рис. 4.53), в которой в вертикальной плоскости, проходящей через ось форсунки, расположены четыре сопла. Два внутренних сопла — паровые, два других, расположенных сверху и снизу от паровых, — топливные. Точки пересечения осей паровых и топливных сопел располагаются на оси форсунки. При соударении потоков пара из паровых сопел и внедрении струй топлива в пар с дроблением его на мелкодисперсные капли образуются

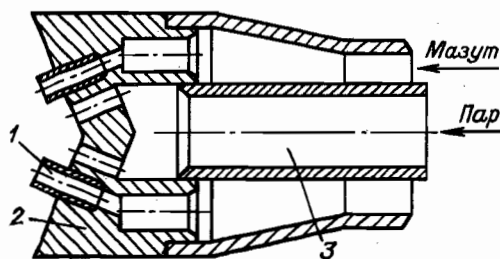


Рис. 4.53. Плоскофакельная паровая форсунка ЦКТИ.

1 — сопло; 2 — головка форсунки; 3 — паровой ствол.

вается расплюснутый топливно-паровой факел эллипсоидной формы. Давление распыливающего пара 0,4 МПа, давление мазута 0,4 МПа. При размерах сопел 5; 4; 3 мм пропускная способность форсунки составляет 2; 1,3 и 0,7 т/ч соответственно. Угол распыливания пара в плоскости, перпендикулярной к плоскости отверстий, равен 60°. Удельный расход распыливающего агента составляет 0,12 кг/кг. Форсунки с успехом эксплуатируются на котлах с паропроизводительностью 220 и 170 т/ч с угловыми щелевыми горелками.

Отрицательными моментами при использовании в качестве распыливающего агента пара являются повышение потери тепла с уходящими газами и усиление действия сернокислотной коррозии. Поэтому часто в качестве распыливающего агента используют сжатый воздух; при этом воздух не только распыливает топливо, но и участвует в первичной подготовке топливовоздушной смеси. В значительной степени расход воздуха зависит от его давления. Поэтому различают форсунки низконапорные (при давлении воздуха 0,002—0,008 МПа), средненапорные (0,02—0,1 МПа) и высоконапорные (0,2—0,8 МПа).

Паровые форсунки могут быть использованы в качестве высоконапорных пневматических. При работе форсунок завода «Ильмарине» на сжатом воздухе удельный расход воздуха на распыливание топлива составляет 0,8 кг/кг.

Так как геометрические размеры форсунок выбирают в зависимости от параметров распыливающего агента, то повнешнему виду паровые и пневматические форсунки сильно отличаются друг от друга. Количество распыливающего агента q для достижения одной и той же дисперсности распыливания зависит от давления p и плотности ρ : чем меньше p и ρ , тем выше q .

В низконапорных форсунках для распыливания топлива требуется 25—100 % воздуха, необходимого для его сгорания.

Давление и скорость движения топлива не оказывают существенного влияния на распыливание, поэтому исследова-

ниями расходных характеристик топливных сопел не занимаются, а расчет расхода топлива производят по обычной формуле

$$G = \mu r_c^2 \sqrt{2\rho(p - \Sigma \Delta p)},$$

где $\mu = 0,6 \div 0,85$ и зависит от конструкции топливного сопла; $\Sigma \Delta p$ — сопротивление топливопровода в форсунке до места его выхода (трение о стенки, сужения, повороты и т. д.).

С удалением от оси паровых или пневматических форсунок по радиусу размеры капель уменьшаются; средний диаметр капель увеличивается с увеличением расстояния по оси сопла форсунки. Увеличение расходов распыливающего агента уменьшает диаметр капель до определенного значения, после которого дальнейшее увеличение расходов не будет сказываться на дисперсности распыливания [22].

В общем случае качество распыливания, зависит от затраченной на это энергии. Так, для пневматических форсунок

$$E = \frac{Q_p w_{cp} \rho_p}{2} = \frac{G_p w_{cp}^2}{2g},$$

где w_{cp} — средняя скорость распыливающего агента.

Энергия, затрачиваемая на распыливание топлива у паровых форсунок,

$$E = G_{\pi}(i_2 - i_1),$$

где i_2 и i_1 — энтальпии пара до и после сопла.

Удельная энергия распыливающего агента выразится как $e = E/G_{\pi}$.

Диаметр капель (медианный или средний) будет уменьшаться с увеличением e , причем каждая паровая или пневматическая форсунка будет иметь свою зависимость d_m от e .

Толщина (диаметр) топливной струи оказывают существенное влияние на качество распыливания. В общем случае

$$d_m/r_{\pi} = d_m/\delta = f(\psi K),$$

где r_{π} — радиус топливной струи; δ — толщина пленки топлива; ψ — коэффициент использования энергии распыливающего агента, зависящий от угла встречи потоков, степени их турбулизации, расстояния от места контакта обоих потоков до кромки сопла; K — критерий, учитывающий удельную энергию распыливающего агента и вязкость топлива.

Так, для ряда форсунок зависимость принимает вид [22]

$$d_m/\delta = 15,4(\psi K)^{-0,27}, \quad (4.10)$$

где $\psi = 10$ для струйных форсунок; $\psi = 0,5$ для форсунок завода «Ильмарине»; $\psi = 1,66$ для форсунок с двухступенчатым подводом распыливающего агента.

У этих форсунок качество распыливания улучшается с повышением удельной энергии распыливания, с понижением вязкости топлива и с увеличением диаметра топливной струи.

Форсунки с распыливающим агентом обладают большей гибкостью регулирования расходов топлива, так как можно изменять параметры обоих потоков.

Ротационные форсунки

В ротационных форсунках дробление и подача топлива в топку осуществляются вращающимися элементами. Наиболее распространенными являются ротационные форсунки с вращающимся стаканом. Наружный диаметр стакана обычно имеет размеры 70—90 мм. Внутренняя полость выполняется с расширением под углом 5—6° со срезом на конце к наружной образующей под углом 30°. Стакан прикрепляется к валу и вращается электродвигателем или турбиной с частотой вращения $(4 \div 5) \cdot 10^3$ об/мин. Топливо подается либо через полый вал, либо через топливопровод внутри вала к насадкам, отсюда в свою очередь — на стенку стакана. Преимуществами ротационных форсунок являются отсутствие сопел как дозирующих элементов, насосов высокого давления и фильтров тонкой очистки. Ими можно эффективно распыливать топливо с вязкостью до 15 °ВУ. Необходимое давление топлива равно сопротивлению топливопровода. Ротационные форсунки целесообразней применять в маломощных установках, так как центробежные форсунки в них работают ненадежно (засорение сопел при малых его отверстиях).

Пленка топлива обрывается со стакана под углом 90° к оси форсунки. Для придания формы факелу, а также для дополнительного воздействия на пленку топлива к стакану необходим подвод части воздуха с некоторым избыточным давлением. Этот воздух называется первичным, он составляет 10—20 % общего количества воздуха, подаваемого на горение. Остальной воздух — вторичный — подается либо через кольцевой зазор за счет разрежения, либо от отдельного вентилятора. В форсунках малой мощности вентилятор располагают на одной оси с распылителем, в форсунках средней и большой мощности — отдельно. В качестве приводов вентиляторов используют электродвигатели, паровые, воздушные и гидравлические турбины.

При использовании воздушной турбины воздух на выходе из турбины направляется в горелку в качестве первичного воздуха. На рис. 4.24 изображена ротационная газомазутная горелка завода «Ильмарине» РГМГ, а на рис. 4.54 — форсунка с приводом этой горелки. Воздух на горелку, разделенный на

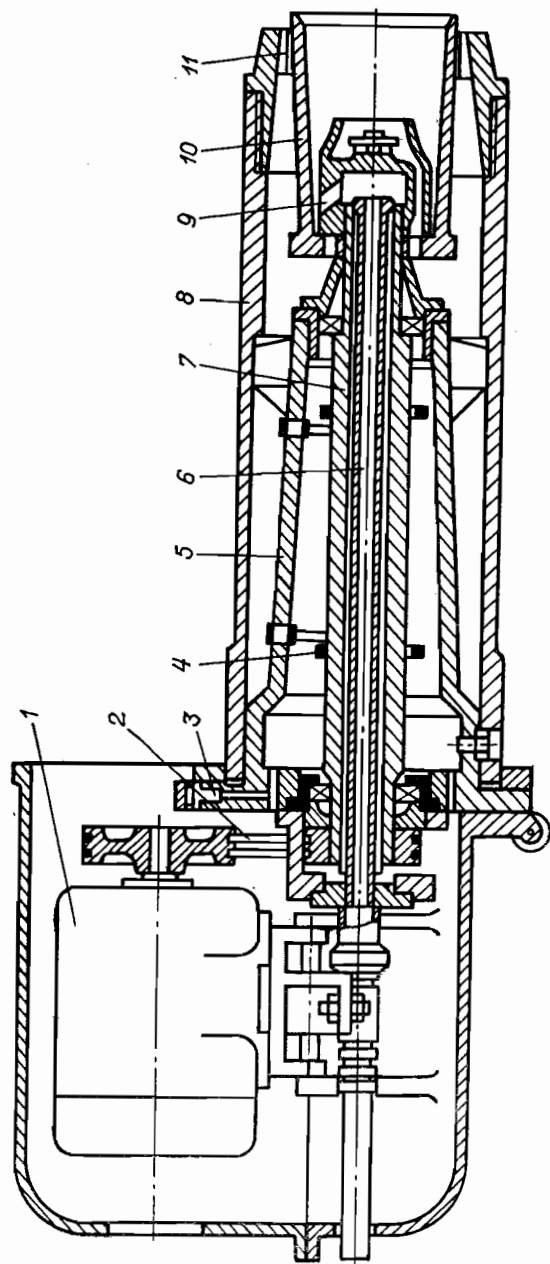


Рис. 4.54. Ротационная форсунка газомазутной горелки РГМГ [24].

1 — электродвигатель; 2 — клиноремennая передача; 3 — воздушник; 4 — маслообразующее кольцо; 5 — корпус масляной ванны; 6 — топливоподающая труба; 7 — полый вал; 8 — полый вал; 9 — гайка-питатель; 10 — распыливающий стакан; 11 — захватитель первичного воздуха.

первичный и вторичный, поступает от отдельно стоящего вентилятора; вторичный воздух закручивается.

При неравномерной подаче топлива к ротационной форсунке топливо не успевает равномерно распределиться по внутренней стенке стакана и создается осесимметричный факел. В месте подачи топлива на стенку стакана создается утолщение топлива, гребень, по спирали движущийся к кромке стакана. Отдельные гребни после разрушения пленки сливаются в толстые кольца, из которых получаются крупные капли.

На неравномерность раздачи топлива $\epsilon = (q_{\max} - q_{\min})/q_{\text{ср}}$, вызывающую нарушение симметричности факела, влияет эксцентриситет раздачи топлива $\psi_T = z/r_m$, где z — поступление топлива не по центру на величину z ; r_m — радиус полости, не заполненной жидкостью. Нетрудно доказать, что $\epsilon \approx \sqrt{\psi_T}$; это подтверждается экспериментальными данными.

В промышленных горелках не исключена возможность существования небольшого эксцентриситета стакана. Результаты измерений показали, что при биении стакана из-за смещения оси вращения на 0,20—0,28 мм симметричность пленки заметно не нарушалась [22].

С ростом производительности форсунки возникшая неравномерность подачи топлива ϵ усиливается и практически остается неизменной от других параметров (h , ω , ν , ρ , где h — высота кольцевой пленки топлива; ω — частота вращения стакана; ν и ρ — вязкость и плотность топлива).

Для получения симметричного потока топлива предложены конструкции с питателями, распределяющими топливо через систему радиальных отверстий, тарельчатый насадок или наконечник, выполненный по типу центробежной форсунки. Имеются конструкции с вращающимися питателями и промежуточными резервуарами, из которых топливо в распылитель поступает через плотинку и т. п. Наиболее эффективна конструкция питателя с затопленным объемом.

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ГОРЕЛОК С ТОПОЧНОЙ КАМЕРОЙ. КОНСТРУКЦИИ ГАЗОМАЗУТНЫХ КОТЛОВ

§ 5.1. ТОПОЧНО-ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Для сжигания мазута чаще всего применяются призматические топки с фронтальным, встречным, угловым и подовым расположением горелок. На рис. 5.1 показана компоновка вихревых и прямоточных щелевых горелок с призматическими топками котлов. При фронтальном расположении (рис. 5.1, а) горелки размещаются в один или несколько ярусов на фронтальной стене топочной камеры, причем по рядам горелки могут быть расположены в шахматном порядке. При встречном расположении (рис. 5.1, б) горелки размещаются как на фронтальной стене топочной камеры, так и на задней — навстречу друг к другу. В отдельных случаях при встречном расположении горелки размещают на боковых стенах топочной камеры. Фронтальное и встречное расположение используют при установке вихревых горелок. Прямоточные щелевые горелки предпочтительно размещать по углам топочной камеры (рис. 5.1, в), при этом желательно иметь квадратное или близкое к квадратному сечение топочной камеры, а оси горелок располагать так, чтобы они являлись касательными к некоторой воображаемой окружности в центре сечения топочной камеры для улучшения аэродинамики топки и образования факельного вихря вокруг оси топки, нормализующего (с точки зрения равномерности) теплообмен экранов топочной камеры. Многоканальные подовые горелки устанавливают в один или два ряда, при установке в один ряд — по 3, 4 или 6 горелок, в два ряда — по 3 или 4 горелки (рис. 5.1, г).

Фронтальная компоновка наиболее удобна для обслуживания, однако при ней неравномерно заполняется топочный объем факелом и она наименее благоприятна по условиям организации процесса горения. Фронтальное расположение горелок применено на котлах ТГМ-84 (420 т/ч), ТГМ-94 (500 т/ч), ТГМП-104 (640 т/ч) и на котлах Барнаульского завода.

Встречная компоновка горелок способствует более лучшему заполнению топки факелом, турбулизации факела и улучшению показателей горения, позволяет на 20—30 % повысить тепловые напряжения топочного объема. Встречная компоновка с расположением горелок на боковых стенах целесо-

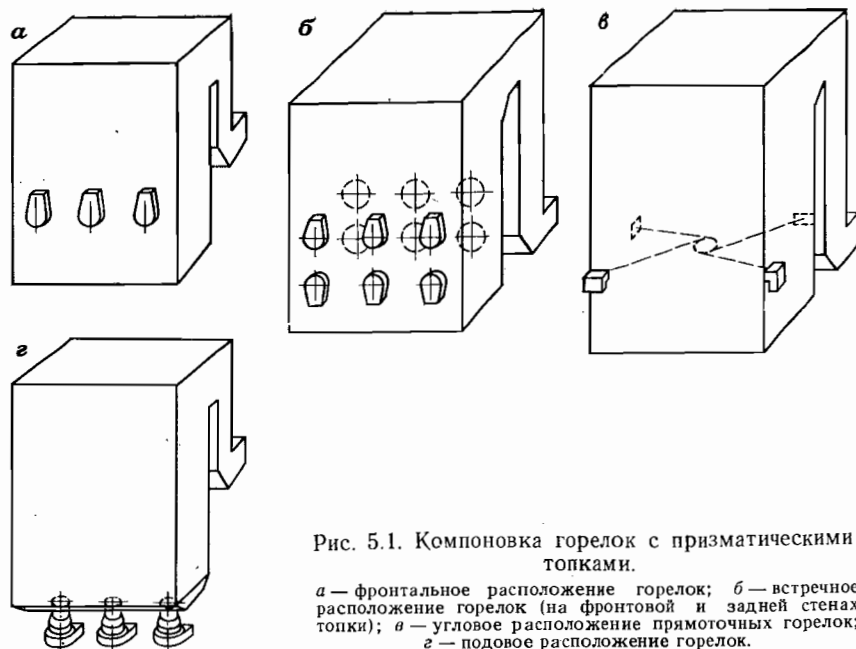


Рис. 5.1. Компоновка горелок с призматическими топками.

а — фронтальное расположение горелок; б — встречное расположение горелок (на фронтальной и задней стенах топки); в — угловое расположение прямооточных горелок; г — подовое расположение горелок.

образна при сравнительно небольших мощностях. Далее, с увеличением ширины котлоагрегата становится затруднительна организация процесса горения с нерациональным увеличением расстояния между ними.

При встречном расположении приходится увеличивать расстояние от задней части топки до конвективного газохода, что сопряжено с увеличением общей глубины котлоагрегата и нерациональным удлинением горизонтального соединительного газохода.

При сжигании топлива в соударяющихся струях с расположением встречных горелок на расстоянии 5—10 калибров (5—10 диаметров амбразуры) и скоростью 85—90 % воздуха, выдаваемого горелками прямооток (без закрутки), около 50—60 м/с происходит интенсификация процесса горения за счет улучшения смешения топлива с воздухом. Промышленные исследования процесса сжигания мазута во встречных соударяющихся струях проводились в топках котлов ТП-230, БКЗ-320-140ГМ и ТГМП-114. Испытания подтвердили возможность сжигания при $\alpha = 1,01 \div 1,03$ при небольших напорах воздуха перед горелками (около 160 Па) [40].

Встречное расположение горелок применяется на котлах ТГМП-114 (475 т/ч), ПК-41 (950 т/ч, двухкорпусный), ТГМП-314А (950 т/ч), ТГМП-344 (1000 т/ч), ТГМП-204 (2650 т/ч).

Угловое расположение горелок в СССР применено при реконструкции топочных камер котлов ТП-230 и ТП-80, а также на котле ТП-170 при сжигании пыли АШ и мазута. Проведенные ВТИ испытания показали, что при угловом расположении обеспечивается достаточно равномерное распределение тепловых потоков по периметру топочной камеры.

При подовом расположении горелок применяют горелки ХФ ЦКБ; оно использовано на котлах БКЗ-320-140ГМ и ТГМП-314 (950 т/ч). Испытания ВТИ совместно с ХФ ЦКБ, Башкирэнерго и Костромской ГРЭС показали надежное и экономичное сжигание с предельно малыми избытками воздуха $\alpha''_t = 1,01$. Локальные тепловые потоки не превышали 480 кВт/м³, что обеспечивает надежную работу НРЧ [40].

Сжигание мазутов также осуществляется в топках вихревого типа — в циклонных, в вихревых с пересекающимися струями с теплонапряжениями предтопка $(5,8 \div 17,5) \cdot 10^3$ кВт/м³. К их недостаткам относятся высокие расходы электроэнергии на дутье и быстрое разрушение футеровки солями, содержащимися в мазутах, при высоких температурах.

Увеличение горелок — увеличение их единичной мощности — с целью уменьшения их количества на котел (на котле ТГМП-1204 блока 1200 МВт установлено 56 горелок) приводит к снижению их стоимости, уменьшению расходов по обслуживанию, улучшению возможностей автоматизации, а также упрощает трубопроводы и вспомогательную аппаратуру горелок. Наряду с этим в связи с ухудшением качества распыливания требуется увеличение скоростей воздуха в амбразурах горелок.

Так, по работе [43] скорости воздуха в амбразурах вихревых горелок рекомендуются 40—70 м/с; большие значения соответствуют более мощным горелкам. По работе [25], если для горелок с пропускной способностью по мазуту 1—2 т/ч достаточна скорость в узком сечении амбразуры 25 м/с, то для горелок с пропускной способностью 8 т/ч необходима скорость воздуха 100 м/с. Повышение скоростей воздуха позволяет наряду с улучшением процесса горения уменьшить диаметр амбразур горелок и улучшить компоновку горелок и поверхностей нагрева. Повышение скоростей воздуха приводит к снижению критического избытка воздуха при постоянном теплонапряжении топочного объема либо при постоянном критическом избытке воздуха позволяет повысить теплонапряжение топочной камеры.

Верхний предел мощности горелок определяется на основе технико-экономического расчета.

Ввиду сказанного выше при довольно значительном изменении тепловой мощности диаметр амбразур изменяется незначительно. Так, на котле ТГМ-84 при установке 18 горелок в 3

яруса на фронтальной стене топочной камеры и пропускной способности одной горелки 1,86 т/ч диаметр амбразуры составляет 0,85 м, а на котле ТГМП-204 при пропускной способности горелки 5,25 т/ч — 1,15 м.

В работе [43] для нормализации факела и работы экранных поверхностей нагрева топki регламентируются расстояния l , отнесенные к диаметру амбразуры d_a , между горелками, крайними горелками и боковыми стенами топki, а также от пода до нижнего яруса горелок (табл. 5.1).

Чем мощней горелки котла, тем больше должны быть расстояния. Если малые расстояния между горелками мешают нормальному развитию факела отдельных горелок, то небольшое расстояние между крайними горелками и боковыми стенами топki приводит еще и к повышенным локальным тепловым нагрузкам боковых экранов топki в зоне горелок. Особенно это опасно для прямоточных котлов, у которых кратность циркуляции 1. Так, у котлов ПК-41 относительное расстояние от крайних горелок до боковых стен составляло 1,16, что приводило к разрывам труб боковых экранов нижней радиационной части из-за высоких локальных тепловых нагрузок экранов.

Относительная глубина призматических топок мощных парогенераторов составляет 6—7, у котлов ТГМП-204 и ТГМП-1204 для блоков 800 МВт и 1200 МВт — 9. В работе [43] регламентируются для призматических топок коэффициент избытка воздуха на выходе из топki α_t , объемное тепловое напряжение топki q_v и химическая неполнота сгорания в дымовых газах q_3 (табл. 5.2).

В общем случае снижение теплового напряжения топочного объема q_v и увеличение скоростей воздуха в горелках способствуют уменьшению критических избытков воздуха, достижению малых избытков воздуха на выходе из топki, повышающих экономичность котельного агрегата и понижающих эффект низкотемпературной коррозии. Негативной стороной увеличения скоростей воздуха, в горелках является повышение их аэродинамического сопротивления с увеличением затрат электроэнергии на дутье, а понижение теплового напряжения топочного объема способствует ухудшению условий выгорания сажистых частиц из-за более низкого температурного уровня в топке и увеличению габаритных размеров котла и поверхностей нагрева, удорожающих как котельный агрегат, так и строительную часть здания. Так, по работе [11] снижение теплонапряжения с 230 до 115 кВт/м³ удорожает поверхность нагрева топki на 60 %, а повышение до 460 кВт/м³ дает экономию 37 %.

В настоящее время в нашей стране простые призматические топki мощных парогенераторов проектируются с тепло-

Таблица 5.1
ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ РАССТОЯНИЯ
ПРИ ВСТРЕЧНОМ
ИЛИ ФРОНТАЛЬНОМ
РАСПОЛОЖЕНИИ ВИХРЕВЫХ
ГОРЕЛОК

Расстояние	l/d_a
Между горелками при их однорядном расположении	2,2—2,4
Между горелками при их коридорном расположении, а также в два ряда и более	2,5—3,0
От оси крайних горелок до боковых стен	3,0—3,5
От пода до нижнего яруса горелок	3,0

Таблица 5.2
ХАРАКТЕРИСТИКИ
ПРИЗМАТИЧЕСКИХ ТОПОК

Топочное устройство	α_t	q_v , кВт/м ³	q_3 , %
Камерные топki котлов паропроизводительностью более 75 т/ч	1,10	290	0,5
То же, с автоматическим регулированием подачи топлива и воздуха с присосами в топке менее 0,05	1,02—1,03	290	0,5
Котлы СКД с газоплотными экранами	1,02—1,03	290	0,5

выми напряжениями объема 210—290 кВт/м³, топki с пережимом (полуоткрытые) — до 420 кВт/м³.

Допустимые теплонапряжения топочного объема диктуются совершенством работы горелочных устройств совместно с топочной камерой. У котлов малой мощности типа ДКВР допустимые теплонапряжения (с учетом форсировки) составляют 290—340 кВт/м³, у котлов типа ДЕ (ДЕ-16, ДЕ-25) — 543—645 кВт/м³, у водогрейных котлов типа ПТВМ—510—580 кВт/м³, у малогабаритного водогрейного котла мощностью 58 МВт с горизонтальными циклонными предтопками тепловое напряжение предтопка составляет 18500 кВт/м³, общее тепловое напряжение топki — 2300 кВт/м³.

По работе [43] общее тепловое напряжение сечения топki не должно превышать 9,3, а на один ярус горелок 2,3 МВт/м². Для снижения тепловых нагрузок экранов должны применяться рециркуляция дымовых газов в нижнюю часть топki или на уровне горелок и установка горелок в несколько ярусов.

К топкам и горелкам котлов, работающих на мазуте, предъявляются следующие требования.

1. Полнота сжигания топлива при минимальных избытках воздуха. На основе проведения большого числа испытаний котлоагрегатов большой мощности, работающих с уравновешенной тягой, удовлетворительными считаются горелки, обеспечивающие $q_3 + q_4 < 0,4$ % при $\alpha_t = 1,02 \div 1,03$, а для котлов под наддувом — при $\alpha_t = 1,015 \div 1,02$ в диапазоне изменений нагруз-

зок 50—100 % [36]. При этом концентрации NO_x и сажистых частиц должны быть минимальными: содержание NO_x должно соответствовать санитарным нормам.

2. Минимальное сопротивление по воздушному тракту; повышение сопротивления горелок приводит к увеличению расходов электроэнергии на дутье.

3. Обеспечение паропроизводительности и заданной температуры перегретого пара.

4. Простота конструкции, изготовления, обслуживания, ревизии и ремонта, а также быстрота перевода с одного топлива на другое при работе на двух или нескольких видах топлива.

5. Устойчивость зажигания и стабилизация фронта горения в широких пределах изменения нагрузки.

6. Создавать такой режим горения, чтобы в сечениях топки по высоте имели место возможно более равномерные тепловые потоки к поверхностям нагрева топочной камеры; высокие локальные тепловые нагрузки приводят к перегреву металла труб.

7. В рабочем диапазоне нагрузок 50—100 % быть полностью автоматизированными как по нагрузке, так и по соотношению топливо — воздух с сигналом на регулятор воздуха по газовому анализу дымовых газов.

8. Работать по возможности бесшумно.

9. Наличие электрозапальника и фотодатчика пламени с сигналом на щит управления и автоматику безопасности котла.

§ 5.2. РАСЧЕТ ДЛИНЫ ФАКЕЛА

В силу полудисперсности топливного факела за форсунками и неравномерности распределения капель в потоке воздуха за горелками для капель топлива, а также для разных групп капель создаются разные условия для сгорания. Поэтому в каждом сечении горящего факела капли находятся в неодинаковой стадии горения и для них характерна своя степень выгорания. Для каждой горячей капли характерна дискретность стадий процесса горения: нагрев ее до температуры кипения, испарение с взаимной диффузией паров и окислителя с начальной стадией выгорания и выгорание испарившегося топлива в смеси с окислителем — кинетической фазой горения, когда время выгорания лимитируется скоростью химической реакции.

Условно факел также можно разделить на 3 фазы: зону подготовки топлива (нагрев основной массы капель до температуры кипения), зону горения и зону дожигания. Граница между первой и второй фазами обусловлена наличием фронта пламени со скоростью распространения, равной скорости топливовоздушной смеси в конце первой фазы.

Взаимное влияние горящих капель, сложность их химической кинетики, тепло- и массообмена и других явлений не позволяют дать точное количественное описание процесса горения. Ранее, в гл. 2, рассмотрен закон Срезневского для определения времени выгорания капли жидкого топлива, справедливый как при больших скоростях обтекания капель топлива окислителем, так и для горения капли в неподвижной среде, когда $\text{Nu} \rightarrow 2$.

Экспериментальные исследования показали, что время выгорания капель легких топлив (бензола, бензина, керосина) в основном подчиняется этому закону — пропорциональности квадрату диаметра капли, несмотря на то, что значения коэффициентов горения K , полученные теоретически и экспериментально, совпадают для горения крупных капель. Для капель среднего размера коэффициент K в 1,5—2 раза меньше теоретического для одиночной капли, а для мелких капель — во много раз меньше теоретического. Исследования горения капель тяжелого топлива в факеле не проводились. Условия горения капель в факеле отличаются от горения одиночных капель влиянием взаимодействия рядом горящих капель по условиям как теплообмена и испарения, так и обтекания капли потоком окислителя, взаимной диффузии паров топлива и окислителя.

Большое влияние на выгорания факела имеет также температура, при которой происходит расщепление паров топлива. При температуре 500—600 °C происходит расщепление паров на легкосгораемые фракции, при температурах выше 650 °C расщепление происходит на тяжелые трудносгораемые фракции вплоть до выделения атомарного углерода — сажи, для полного сгорания которого требуются повышенные избытки воздуха и высокая температура. Теоретически строгой методики расчета длины факела пока не существует. Ряд авторов предлагают методики расчета длины факела, пользуясь определенными допущениями и используя экспериментальные данные, полученные на промышленных котлах. А. Д. Горбаненко [40] предложил определять длину факела по формуле

$$l = kL_2^* (\bar{u}_0 n_k)^m \bar{q}_r \bar{d}_m^2, \quad (5.1)$$

где коэффициент выгорания

$$L_2^* = \frac{0,0833}{(\alpha - 1)^{1/3}} \left\{ \sqrt{3} \left[0,524 + \arctg \frac{2 - (\alpha - 1)^{1/3}}{\sqrt{3}(\alpha - 1)^{1/3}} \right] \times \right. \\ \left. \times \ln \frac{1 + (\alpha - 1)^{1/3}}{\sqrt{1 - (\alpha - 1)^{1/3} + (\alpha - 1)^{2/3}}} \right\}; \quad (5.2)$$

α — коэффициент избытка воздуха на выходе из топки; $\bar{u}_0 = u/35$ — относительная среднерасходная скорость на выходе из горелки; n_k — коэффициент крутки воздуха в горелке (кон-

структивный параметр крутки); $\bar{q}_F = q_F/1,5$ — относительная тепловая нагрузка сечения топки; q_F — средняя тепловая нагрузка сечения топки; $\bar{d}_m = d_m/\delta$ — относительный характеристический (медианный) диаметр капель; k и m — коэффициенты (табл. 5.3); δ — толщина пленки на срезе сопла [см. формулы (3.54) и (3.55)].

Диаметр d_m по предложению В. П. Павлова и Я. П. Старожука (ЦКТИ) можно заменить максимальным размером капель $\delta_{100\text{max}}$, отнесенным к 100 каплям в пробе. По данным ВТИ $d_m = 0,07 + 0,5 \delta_{\text{max}} \approx 0,6 \delta_{\text{max}}$. Степень выгорания по длине факела определяется по формуле

$$B_x/B = 1 - C - x^P, \quad (5.3)$$

где x — относительная текущая координата в долях от полной длины факела; P и C — опытные коэффициенты (см. табл. 5.3).

Коэффициенты, приведенные в табл. 5.3, получены для полностью экранированных топок открытого типа с объемными тепловыми нагрузками $q_V = 130 \div 270$ кВт/м³, тепловыми напряжениями сечения $q_F = 1,9 \div 5,8$ МВт/м², коэффициентами избытка воздуха на выходе из топки $\alpha''_T = 1,02 \div 1,04$, долями ре-

Т а б л и ц а 5.3

КОЭФФИЦИЕНТЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРОТЯЖЕННОСТИ МАЗУТНОГО ФАКЕЛА
(по данным ВТИ)

Расположение горелок в топке	Горелки	Относительная протяженность факела				Степень выгорания	
		по длине		по ширине x	по глубине z	C	P
		k	m				
Однофронтальное	Однопоточные вихревые	0,73	— 4,7	$0,9 + 5n_k$	8	33	1,0
	Двухпоточные вихревые	20,7	0,08	$1 + 5n_k$	8	60	1,5
	Трехпоточные вихревые	10,0	0,08	$1 + 5n_k$	7	125	1,7
Встречное	Двухпоточные вихревые	31	— 1,12	4,0	4,6	—	—
	Одно- и двухпоточные прямоточные ВТИ встречно-ударного действия	15	— 1,14	3,5	3—5	330	0,6

циркуляции дымовых газов $r = 0 \div 0,25$, $n_k = 0,3 \div 1,3$, степенью равномерности распределения топлива по горелкам 0,05 и осевой скоростью на выходе из горелки $u_0 = 20 \div 70$ м/с.

В. А. Павлов [42] предложил определять длину факела по формуле

$$l = ka \left(\frac{\alpha}{\alpha - 0,5} \right)^2 B^n, \quad (5.4)$$

где a — параметр, характеризующий аэродинамические условия факела; $n = 0,5 \div 1,0$ — показатель степени, изменяющийся в зависимости от скоростей испарения и смесеобразования; α — коэффициент избытка воздуха; B — пропускная способность горелки по топливу.

Если предположить, что длина факела определяется условиями горения крупных капель, формула (5.4) приобретает вид

$$l = D + k \sqrt{M}, \quad (5.5)$$

где D — диаметр воздухонаправляющего устройства (им определяется начальное распределение топлива в потоке воздуха); k — коэффициент, учитывающий факторы равномерности распределения топлива в факеле, физические свойства топлива и окружающей среды и условия истечения воздушного потока из воздухозакручивающего устройства; M — пропускная способность горелки (форсунки).

Для горелок прямоточного типа $k = 4,5 \div 5,0$, для горелок вихревого типа $k = 3,0 \div 4,0$.

Длина факела, подсчитанная по формуле (5.5), в ряде случаев отличается от экспериментальной из-за ряда допущений, вводимых для упрощения формулы.

§ 5.3. МЕХАНИЧЕСКАЯ НЕПОЛНОТА СГОРАНИЯ

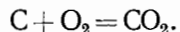
Механическая неполнота сгорания — несгоревшие коксовые, сажиные частицы — возникает как при возгонке капли топлива, так и при пиролизе паров горючих газов, образовавшихся за счет испарения капли топлива. Пиролиз газовой фазы происходит при нехватке воздуха и пониженных температурах дымовых газов. Сажистые частицы, образованные при возгонке капли топлива, имеют довольно крупные размеры (их масса достигает до 20 % массы капли топлива); они витают в топке в виде так называемых мух и часто хорошо видны невооруженным взглядом.

Частицы кокса, образующиеся при пиролизе горючих газов, имеют атомарное происхождение. Чем легче топливо и меньше в нем соотношение С/Н, тем меньше склонность к сажеобразованию. Чем ниже температура мазута и соответственно крупнее капли топлива, подаваемого форсунками, тем

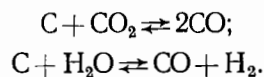
более затруднительна возгонка топлива и больше количество образовавшихся сажистых частиц крупного размера.

Увеличение содержания в мазутах смол и асфальтенов также приводит к повышенному образованию сажистых частиц крупного размера. Так, 1 % асфальтенов увеличивает концентрацию твердых частиц в уходящих газах со 126 мг/м³ (в ФРГ, при предельном содержании золы в топливе. $A^p = 0,15\%$) до 230 мг/м³ [51].

Процесс выгорания сажистых частиц идет двумя путями. Первый путь — это прямое выгорание при наличии кислорода:



Второй путь — это выгорание сажистых частиц в восстановительной зоне с образованием СО и Н₂:



Для всех трех реакций требуется высокая температура; чем выше температура, тем интенсивней процесс выгорания. Поэтому в топках с низкими тепловыми напряжениями и более низкими температурами, чем в высокофорсированных топках, процесс выгорания углерода идет значительно слабее. Затрудняют процесс выгорания также относительно холодные стенки экранов топки и большие избытки воздуха, понижающие температуру дымовых газов. Появление механической неполноты сгорания предшествует появлению химической, поскольку выгорание СО и Н₂ может идти при более низких температурах.

Для каждой в отдельности топки существуют оптимальные теплонапряжения топочного объема и коэффициенты избытка воздуха, при которых механическая неполнота сгорания минимальна. При увеличении этих параметров сверх оптимальных наблюдается ее увеличение. Так, в [51] при форсировке топки более 1 МВт наблюдалось резкое увеличение концентрации твердых частиц в дымовых газах, а снижение концентрации твердых частиц наблюдалось с увеличением α_t до 1,15. Существенное снижение концентрации твердых частиц достигается поддержанием постоянной вязкости и оптимального значения α_t .

Возгонка капель топлива с газификацией и частичным сгоранием газовой фазы и полным сгоранием углерода должны происходить в ядре факела, а дожигание СО и Н₂ в остальной части топки.

При температуре сажистых отложений около 500°C они тлеют и не накапливаются на поверхностях нагрева, при более низкой температуре отложения увеличиваются и необхо-

дима их обдувка или удаление дробеочисткой. Крупнодисперсные отложения рыхлые и легко сдуваются, мелкодисперсные трудно удаляются из-за сил поверхностного натяжения. Механическая неполнота сгорания q_4 в котлах обычно не превышает 0,1—0,2 % и из-за малости и трудоемкости определения в балансе котлоагрегата при определении КПД не учитывается.

При снижении избытков воздуха ниже критических сажа может накапливаться на поверхностях нагрева в достаточном количестве и затем с увеличением α значительно выше критических самовозгораться.

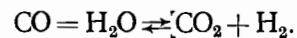
Потемнение дыма наблюдается при коэффициенте избытка воздуха на 5—15 % ниже оптимального. Однозначно цвет дыма не характеризует механическую неполноту сгорания: все зависит от содержания углерода в топливе. Так, при сажевом числе 7 по шкале Бахараха (черный дым) у легких мазутов концентрация углерода в дымовых газах составляет 0,05 г/м³, а у тяжелых — 0,3 г/м³ [11].

§ 5.4. ХИМИЧЕСКАЯ НЕПОЛНОТА СГОРАНИЯ

Химическая неполнота сгорания характеризуется наличием в дымовых газах горючих компонентов — Н₂, СО, СН₄. Причиной ее является недостаток воздуха, необходимого для полного сгорания топлива, или неудовлетворительная организация процесса сжигания.

В зонах с высокой температурой пары тяжелых углеводородов распадаются на более легкие углеводороды, в частности метан СН₄, которые при недостатке воздуха в конце зоны выгорания топлива, вступая с кислородом в реакцию, образуют СО и Н₂. При повышении избытков воздуха сверх $\alpha = 0,8$ и температуре свыше $t > 1000^\circ\text{C}$ наличие метана в дымовых газах за зоной выгорания не обнаруживается. Наличие коксовых частиц при высокой температуре в восстановительной среде с СО₂ и Н₂О также приводит к образованию СО и Н₂.

Рассмотрим реакцию равновесия СО и Н₂ при высоких температурах в восстановительной зоне



Константа равновесия данной реакции

$$K_p = \frac{P_{CO} P_{H_2O}}{P_{CO_2} P_{H_2}},$$

где P_{CO} , P_{H_2O} , P_{CO_2} , P_{H_2} — концентрации соответствующих компонентов в системе из СО, Н₂СО₂, Н₂О (водяной газ).

Таблица 5.4
ОТНОШЕНИЕ CO/H_2 В ДЫМОВЫХ ГАЗАХ КОТЛОВ ПРИ СЖИГАНИИ

Котлы	Параметры котла			Тепловое напряжение топочной камеры, кВт/м ²	Со	
	p, МПа	T, °C	D, т/ч		0-0,05	0,05-0,1
ТГМ-84	14	570	420	220	2,32	2,4
ПК-10	11	510	230	147	—	3,5; 4,0
ТГМ-94	14	570	500	220	2,72	2,30
ГМ-50-1	3,9	450	50	296	5,52	5,11
БКЗ-120-100ГМ	11	500	120	—	—	—
ПК-47	14	570	320	162	6,8	4,5
БКЗ-160-100ГЦ	11	540	160	290	3,8	4
ТП-230	11	510	230	134	4,4	3,8
ТГМЕ-206	140	545	670	199	1,52	2,13
ДКВР-10-13	13	193	10	162	—	4,25

Так как объемы CO_2 и H_2O в продуктах сгорания пропорциональны количеству углерода, водорода и влаги по элементарному составу топлива $[V_{\text{CO}_2} \approx 0,0186C^p, V_{\text{H}_2\text{O}} \approx 0,0124(9H^p + W^p)]$, то $P_{\text{CO}_2}/P_{\text{H}_2\text{O}} = 1,5H^p/(9H^p + W^p)$ и

$$\frac{P_{\text{CO}}}{P_{\text{H}_2}} = \left[\frac{\text{CO}}{\text{H}_2} \right] \approx \frac{1,86C^p}{9H^p + W^p} K_p. \quad (5.6)$$

Таким образом, CO/H_2 при неполном сгорании мазутов, а также других углеводородных жидких топлив зависит от рода топлива и растет вместе с C^p/H^p в этом топливе.

В табл. 5.4 приведены отношения CO/H_2 в дымовых газах котлов различной производительности, из которой видно, что в среднем $\text{CO}/\text{H}_2 \approx 3,3$ (колебания от 2,6 до 4,8), что выше, чем при работе котлов на природном газе, у которых $\text{CO}/\text{H}_2 = 1 \div 2$.

Термодинамические расчеты хорошо согласуются с результатами экспериментов. Так, при газификации мазута при $\alpha = 0,32$ и температуре 1160°C высшим углеводородом в продуктах газификации является метан, а при $\alpha \geq 0,4$ и температуре более 1250°C метан также разлагается и процесс пиролиза завершается образованием только CO и H_2 [11].

Изложенная последовательность процессов подтверждается исследованиями мазутного факела. У амбразуры были обнаружены углеводороды вплоть до бутана включительно, но уже на расстоянии 2 м от горелки химическая неполнота сгорания формируется только за счет CO и H_2 . Появление в продуктах сгорания метана возможно лишь за счет грубого нарушения режима горения, причем концентрации его на порядок ниже

таблица 5.4
ВЫСОКОСЕРНИСТЫХ МАЗУТОВ

удержание CO						Среднее CO/H_2	Дисперсия σ^2	Стандарт σ
0,1-0,2	0,2-0,3	0,3-0,6	0,6-1,0	1,0-2,0	2,0			
—	2,62	2,75	2,75	2,6	—	2,62	0,022	0,15
4,5	3,1	—	—	—	—	3,8	0,33	0,57
2,73	2,5	2,9	2,71	—	—	2,65	0,075	0,28
4,68	4,53	3,17	4,0	—	—	4,3	0,53	0,72
3,73	3,4	3,4	3,23	3,3	2,42	3,24	0,15	0,39
3,6	3,1	3,3	2,9	—	—	3,48	0,39	0,62
5,0	1,4	1,9	1,3	1,9	—	2,6	2,03	1,42
3,6	—	—	—	—	—	3,7	0,02	0,14
2,77	2,52	2,25	1,94	3,0	—	2,24	1,46	1,21
5,0	0,72	5,0	—	—	—	4,8	—	—

концентраций CO и H_2 , формирование химической неполноты сгорания только за счет присутствия одного метана термодинамически невозможно [11].

Потери тепла с химической неполнотой сгорания в зависимости от концентраций CO и H_2 подсчитываются по формуле (2.33). Они увеличиваются с увеличением степени неравномерности подачи топлива и воздуха в горелки котла и тем более резко, чем ниже избыток воздуха. Это наглядно показано

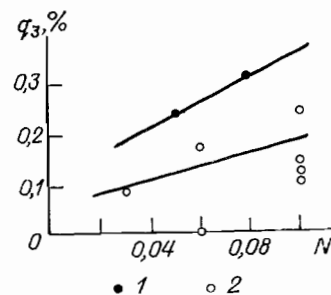


Рис. 5.2. Потери тепла от химической неполноты сгорания q_3 в зависимости от степени неравномерности N распределения воздуха по горелкам при различных значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha''_{в.з.}$ за водяным экономайзером [40].

1 — $\alpha''_{в.з.} = 1,05$; 2 — $\alpha''_{в.з.} = 1,10$.

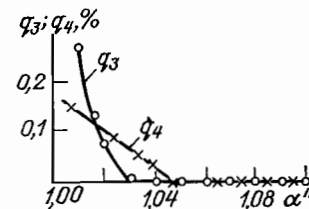


Рис. 5.3. Потери тепла в зависимости от коэффициента избытка воздуха α'' за второй ступенью конвективного пароперегревателя (в топке котла ТГМ-114 с прямоточными горелками встречно-ударного типа) [40].

на рис. 5.2, где представлены результаты испытания котла НЗЛ Уфимской ТЭЦ-2 ВТИ (А. Д. Горбаненко и М. П. Зайцевой).

Критическим коэффициентом избытков воздуха называется минимальный коэффициент избытка воздуха на выходе из топки или за пароперегревателем при отсутствии химической неполноты сгорания. При снижении избытков воздуха ниже критических появляется химическая неполнота сгорания и она резко увеличивается с дальнейшим понижением α .

Механическая неполнота сгорания появляется раньше химической. Это наглядно иллюстрируется зависимостями q_3 и q_4 от коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем (рис. 5.3), полученными ВТИ на котле ТГМП-114 с горелками встречно-ударного типа.

§ 5.5. РАБОТА КОТЛОВ С МАЛЫМИ И ПРЕДЕЛЬНО МАЛЫМИ ИЗБЫТКАМИ ВОЗДУХА

Для снижения интенсивности низкотемпературной коррозии, а также для уменьшения потерь тепла с уходящими газами необходимо уменьшение избытков воздуха в газовом тракте котлоагрегатов. За последнее время на ряде агрегатов комплексом мероприятий удалось снизить избытки за топкой α''_T с 1,15—1,20 до 1,04—1,06, но это не снизило интенсивность низкотемпературной коррозии. К тому же у котлов, работающих с температурой уходящих газов 150—160 °С из-за этого не удается уменьшить потери тепла с уходящими газами q_2 менее 6—7 %.

Для достижения положительных эффектов в этих направлениях необходима работа котлов с малыми ($\alpha''_T=1,02\div1,03$) и даже предельно малыми ($\alpha''_T=1,01\div1,02$) избытками воздуха. Особенно это относится к котлам, работающим на высокосернистых мазутах с большой зольностью, так как в основном на ТЭС сжигаются мазуты марки М100 с содержанием серы до 3,5 %, хотя содержание серы может быть и больше, чем по ГОСТ (до 4,5 %).

На ряде электростанций (Костромская ГРЭС, Уфимская ТЭЦ-3) удалось снизить избытки до $\alpha''_T=1,02$. Этим удалось уменьшить интенсивность сернокислотной коррозии, повысить надежность работы оборудования, уменьшить затраты средств на собственные нужды и проведения ремонтных работ, в том числе на дефицитную набивку холодной части регенеративного воздухоподогревателя и пакетов трубчатых воздухоподогревателей и довести срок службы их до 3—4 лет.

В соответствии с работой [36] предельно малыми избытками воздуха считаются $\alpha \leq 1,02$ в средней части конвективного газохода с температурой дымовых газов менее 600 °С. В ближайшее время намечено перевести на предельно малые из-

бытки воздуха работу котлов паропроизводительностью более 200 т/ч, работающих на жидких сернистых топливах, а также на отбензиненной или сырой нефти с содержанием серы более 1 %.

Важную роль при сжигании мазута с малыми и предельно малыми избытками воздуха играют высокая точность и надежность контрольно-измерительной техники и системы автоматизации котлоагрегата, а также соответствующая техническая подготовка персонала эксплуатации ТЭС.

Кроме того, большое значение имеет качество подготовки топлива: влажность мазутов не должна превышать 1,5 % (при большей влажности необходимо достижение равномерного распределения ее в топливе); вязкость не должна превышать 2,5 °ВУ (подогрев топлива должен производиться в соответствии с номограммой ВТИ), а нижний предел температуры топлива перед котлами для мазутов марок М-40 и М-100 должен быть не ниже 120 °С; для форсунок с пропускной способностью более 1500 кг/ч фильтрация должна производиться через сетку 1×1 мм или пластины с зазором 1 мм, а для форсунок с пропускной способностью менее 1500 кг/ч через сетку 0,5×0,5 мм или пластины с зазором 0,5 мм; давление топлива должно быть не менее 3,5 МПа (в случае работы ТЭС на давлении 2,0 МПа необходимо применение только паромеханических форсунок); топливо к котлам должно подаваться без пульсации (исключается применение поршневых насосов).

Особые требования предъявляются к горелочным устройствам. Нужно применять следующие типы горелок:

- многоканальные с широким диапазоном регулирования;
- регулируемые с примерно постоянной скоростью воздуха, достигаемой изменением проходного сечения горелки;
- высоконапорные с качественным регулированием, выходящая скорость воздуха в которых с изменением нагрузки уменьшается не ниже допустимого предела; этот тип горелок, как правило, применим только для котлов с трубчатыми воздухоподогревателями из-за меньших сопротивлений воздушного тракта и меньших перетоков воздуха.

Нижний предел скорости воздуха на выходе из горелок должен быть не менее 25—30 м/с. При настенном расположении горелок должен быть исключен наброс факела на ограждающие поверхности. Ввод рециркуляции дымовых газов необходимо производить непосредственно в горелку. Равномерное распределение топлива по горелкам должно обеспечиваться подбором форсунок, тарировкой их и симметричной трассировкой мазутопроводов. Должно быть обеспечено равномерное распределение воздуха по горелкам котла.

Котлы ДКВР

Котлы ДКВР (рис. 5.4), изготовленные Бийским котельным заводом, в настоящее время пока являются основным источником пара в промышленных котельных; постепенно заменяются котлами новых серий ДЕ и Е-ГМН. Типоразмеры котлов ДКВР приведены в табл. 5.5. В маркировке типоразмера первая цифра — паропроизводительность котла, т/ч, вторая — избыточное давление, кгс/см², третья — температура перегретого пара. Котлы с перегревателями на давления 23 и 39 кгс/см² поставляются по желанию заказчика.

Вся серия котлоагрегатов на давление 13 и 23 кгс/см² имеет общую конструктивную схему: экранированную топочную камеру, продольное расположение барабанов, развитый котельный пучок с коридорным расположением кипяtilьных труб. Котлоагрегаты унифицированы: внутренний диаметр барабанов 1000 мм, диаметр парообразующих труб 51×2,5; поставляются россыпью или в транспортабельных блоках, устанавливаются с легкой или тяжелой обмуровкой. Котел ДКВР-10 изготавливается в низкой или высокой компоновке. Движение газов в котлах — горизонтальное, поперечное с несколь-

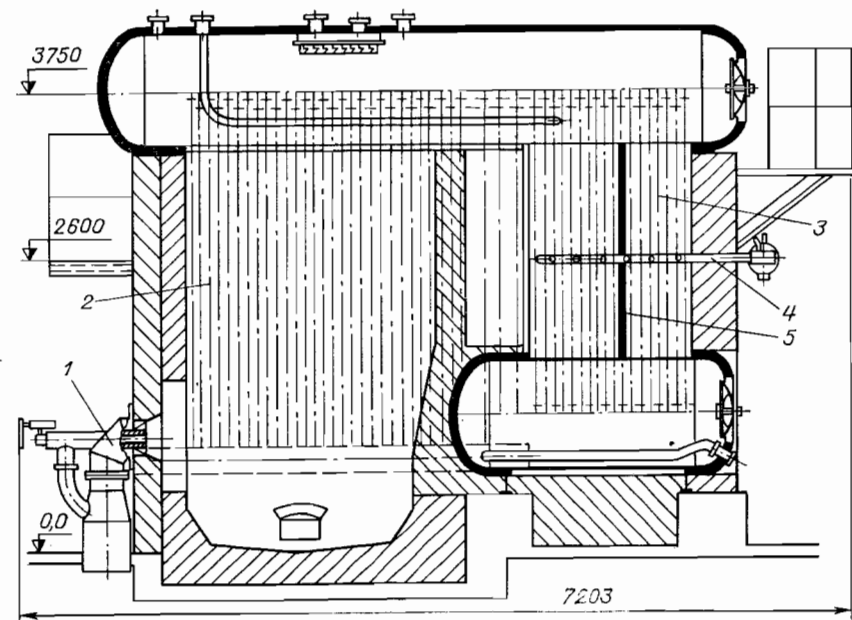


Рис. 5.4. Котел ДКВР-4-13.

1 — горелка; 2 — топка; 3 — кипяtilьный пучок; 4 — обдувочный аппарат; 5 — чугунная перегородка.

Таблица 5.5

ТИПОРАЗМЕРЫ КОТЛОАГРЕГАТОВ ДКВР

ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13 ДКВР-4-13-250	ДКВР-6,5-13 ДКВР-6,5-13-250 ДКВР-6,5-23 ДКВР-6,5-23-370	ДКВР-10-13 ДКВР-10-13-250 ДКВР-10-23 ДКВР-10-23-370 ДКВР-10-39 ДКВР-10-39-440	ДКВР-20-13 ДКВР-20-13-250 ДКВР-20-23 ДКВР-20-23-250 ДКВР-20-23-370
-------------	----------------------------	--	--	--

кими поворотами, за исключением котла ДКВР-20, в котором применена пролетная схема движения газов. У котлов ДКВР-20 применена двухступенчатая схема испарения с выносными циклонами, остальные котлы ДКВР имеют одну ступень испарения.

У газомазутных котлов ДКВР при наличии экономайзера и температуре питательной воды 100 °С с обработкой питательной воды аппаратами докотловой обработки при соблюдении норм питательной воды допускается форсировка: 140 % у котлов ДКВР-20 и 150 % у остальных типоразмеров. Форсировка становится возможной при работе котлов с короткофакельными горелками при наличии по сравнению с другими видами топлива сравнительно низких избытков воздуха. Сжигание мазута и газа с нагрузками сверх номинальной требует изоляции верхнего барабана в топке и камере догорания.

Котлы ДКВР-20 комплектуются тремя горелками ГМГБ-5,6 (см. рис. 4.20), а котлы ДКВР-2,5, ДКВР-4, ДКВР-6,5 и ДКВР-10 — горелками ГМГ-1,5М, ГМГ-2М, ГМГ-4М и ГМГ-5М (см. рис. 4.19) соответственно (по две на котел). Конструктивные данные котлов ДКВР приведены в табл. 5.6. Данные теплового расчета котлоагрегатов ДКВР на газе и мазуте приведены в табл. 5.7.

Котлы ДЕ

Котлы ДЕ (рис. 5.5), изготавливаемые Бийским котельным заводом, — двухбарабанные, вертикально-водотрубные, низкого давления, унифицированные, предназначены для постепенной замены котлов ДКВР. Они имеют уравновешенную тягу. Плотное экранирование топочных камер и конвективных газоходов позволило выполнить котлы в облегченной обмуровке. Типоразмеры котлоагрегатов приведены в табл. 5.8. Топки котлов комплектуются горелками ГМ (см. рис. 4.22) — котлы ДЕ-4, ДЕ-6,5, ДЕ-10, ДЕ-16 — и горелками ГМП (см. рис. 4.21) — котлы ДЕ-25 (по одной на котел).

Топочная камера котлов ДЕ расположена сбоку от конвективного пучка, что исключает обогрев верхнего барабана и значительно уменьшает площадь ограждающих поверхностей. Котлы разных типоразмеров имеют общий поперечный про-

Таблица 5.6
КОНСТРУКТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ ДКВР

Показатели	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13	ДКВР-6,5-13	ДКВР-10-13	ДКВР-20-13
Объем топки, м ³	10,9	14,5	22,4	$\frac{31,9}{37,5}$	62,3
Поверхность нагрева, м ² : экранов	16,7	21,0	27,0	$\frac{—}{49,6}$	59,7
конвективного пучка	58,0	99,0	171,0	$\frac{203,7}{202}$	301
общая	74,7	120,0	198,0	$\frac{—}{251,6}$	360,7
Объем котла, м ³ : водяного парового	3,92 1,5	5,28 1,98	7,38 2,43	0,04 2,56	10,5 1,8
Внутренний диаметр барабанов, мм	1000	1000	1000	1000	1000
Длина цилиндрической части барабанов, мм: верхнего нижнего	3500 1175	4825 1825	4825 2675	6000 3000	4500 4500
Диаметр экранных и кипяtilльных труб, мм	51×2,5	51×2,5	51×2,5	51×2,5	51× 2,5
Шаг труб, мм: боковых экранов продольный конвективного пучка поперечный конвективного пучка фронтального и заднего экранов	80 100 110 —	80 100 110 —	80 100 110 —	80 100 110 130	80 100 110 130

Общее количество труб конвективного пучка	220	340	528	616	842
Размеры котла, мм:					
ширина	$\frac{3200}{2430}$	$\frac{3200}{2430}$	$\frac{3830}{3100}$	$\frac{3830}{—}$	$\frac{—}{3160}$
длина	$\frac{4120}{3645}$	$\frac{5410}{5020}$	$\frac{6520}{6370}$	$\frac{6860}{—}$	$\frac{—}{10\ 665}$
Живое сечение для прохода газов в котельном пучке, м ²	0,52	0,84	1,24	1,28	2,84
Марка применяемых блочных чугуных экономайзеров ВТИ	ВЭ-1-16-II	ВЭ-II-16-II	ВЭ-XII-16-II	ВЭ-VII-16-II	ВЭ-IX-16-II
Число труб в ряду экономайзеров	2	3	5	7	9
Число рядов в группе	4-4	4-4	4-4	4-8-4	4-8-4
Число групп в колонке	2	2	2	3	3
Число колонок	2	2	2	1	1
Живое сечение газохода, м ²	0,48	0,72	1,2	1,68	3,2
Поверхность нагрева одной трубы, м ²	2,95	2,95	2,95	2,95	4,49
Общая поверхность нагрева экономайзера, м ²	94,4	141,6	236,0	330,4	646,0
Количество горелок на котел	2	2	2	2	3
Тип горелок	ГМГ-1,5М	ГМГ-2М	ГМГ-4М	ГМГ-5М	ГМГБ-5,6

Примечания. 1. В числителе даны размеры в тяжелой, в знаменателе—в легкой обмуровке. 2. Котел ДКВР-10-13 в высокой компоновке монтируется с легкой обмуровкой.

Табл

ДАННЫЕ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОТЛОВ ДКВР (БЕЗ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ)
с $Q_H^p = 35530 \text{ кДж/м}^3$

	ДКВР-2,5-13				ДКВР-4-13			
	Газ при нагрузке		Мазут при нагрузке		Газ при нагрузке		Мазут при нагрузке	
	100	150	100	150	100	150	100	150
Температура газа, °С:								
за котлом	270	310	305	358	260	300	295	
за экономайзером	135	136	154	188	135	155	155	
Температура воды, °С:								
на входе в экономайзер	100	100	100	100	100	100	100	
на выходе из экономайзера	137	144	140	147	133	141	137	
Тепловой баланс, %:								
а) потери тепла с уходящими газами:								
за котлом	12,4	14,4	13,8	16,2	11,9	13,9	13,4	
за экономайзером	5,9	7,0	6,7	8,3	5,9	7,0	6,7	
б) потери тепла от химической неполноты сгорания	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
в) потери тепла в окружающую среду:								
собственно котла	2,8	1,9	2,8	1,9	2,1	1,4	2,1	
котлоагрегата	3,6	2,4	3,6	2,4	2,9	2,0	2,9	
Коэффициент полезного действия, %								
собственно котла	84,3	83,2	83,0	81,4	85,5	84,2	84,0	
котлоагрегата	90,0	90,1	89,2	88,8	90,7	90,5	89,9	
Расход топлива, м ³ /ч (для газа), кг/ч (для мазута)	187	280	176	205	300	446	280	
Коэффициент полезного действия котлоагрегата по данным Бийского котельного завода, %	90,0	90,1	89,6	—	90,8	90,6	89,6	

Примечание. Расчет при нагрузке 150 % выполнен ЦКТИ, расчет при номинальной нагрузке (100 %) выполнен котельным бюро цеха энергонадзора ПТП «Пром-энергогаз».

филь, различаются длиной и организацией движения газов в конвективном газоходе: в конвективном газоходе котлов ДЕ-4, ДЕ-6, 5, ДЕ-10 движение газов двухходовое с поворотом в горизонтальной плоскости и выходом со стороны задней стенки обмуровки конвективного газохода, в котлах ДЕ-16 и ДЕ-25 многоходовое с поворотами в вертикальной плоскости и выходом с фронта котла в газоход, проходящий над топочной камерой.

ца 5.7

ПРИ РАБОТЕ НА МАЗУТЕ С $Q_H^p = 37880 \text{ кДж/кг}$ И ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

при рузке	ДКВР-6,5-13				ДКВР-10-13				ДКВР-20-13			
	Газ при нагрузке		Мазут при нагрузке		Газ при нагрузке		Мазут при нагрузке		Газ при нагрузке		Мазут при нагрузке	
	100	150	100	150	100	150	100	150	100	150	100	150
345	255	290	290	340	260	310	300	374	286	330	353	410
186	130	156	152	184	136	158	164	197	127	148	155	187
100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
144	135	138	136	144	135	143	139	149	145	154	156	163
15,8	11,8	13,4	12,9	15,5	11,9	14,4	14,0	16,9	13,1	15,4	16,0	18,7
8,2	5,5	7,0	6,5	8,1	6,0	7,1	7,2	8,9	5,4	6,5	6,7	8,3
0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
1,4	1,5	1,0	1,5	1,0	1,0	0,7	1,0	0,7	0,6	0,4	0,6	0,4
2,0	2,3	1,5	2,3	1,5	1,7	1,1	1,7	1,1	1,4	0,9	1,4	0,9
82,3	86,2	85,1	85,1	83,0	86,3	84,6	84,6	81,9	85,8	83,7	82,9	80,4
89,3	91,7	91,0	90,7	89,9	91,8	91,3	90,6	89,5	92,7	92,1	91,4	90,5
422	480	721	455	684	740	1105	695	1045	1370	2060	1300	1960
—	91,8	91,2	—	—	91,8	91,3	—	—	—	92,1	—	—

нальной нагрузке (100 %) выполнен котельным бюро цеха энергонадзора ПТП «Пром-энергогаз».

Топочные камеры котлов полностью экранированы трубами 51×2,5 с шагом 55 мм; фронтной и задней экраны вертикальные с верхними и нижними камерами; боковые экраны вальцованы в барабаны. Левый боковой экран, отделяющий топочную камеру от конвективного пучка, в конце топочной камеры образует фестон для прохода дымовых газов из топки в конвективный газоход. Правый боковой экран из гнутых труб переходит в потолочный и подовый. Котлы бескаркасные с жест-

Таблица 5.8

ТИПОРАЗМЕРЫ КОТЛОВ ДЕ И Е-ГМН (по заводской маркировке)

Тип котла	Номинальная паропроизводительность, т/ч	Давление пара, МПа			
		1,4		2,4	
		Насыщенный пар	Перегретый пар с температурой 225 °С	Насыщенный пар	Перегретый пар с температурой 250 °С
ДЕ	4	ДЕ-4-14ГМ	ДЕ-4-14-225ГМ	—	—
	6,5	ДЕ-6,5-14ГМ	ДЕ-6,5-14-225ГМ	—	—
	10	ДЕ-10-14ГМ	ДЕ-10-14-225ГМ	ДЕ-10-24ГМ	ДЕ-10-24-250ГМ
	16	ДЕ-16-ГМ	ДЕ-16-14-225ГМ	ДЕ-16-24ГМ	ДЕ-16-24-250ГМ
	25	ДЕ-25-ГМ	ДЕ-25-14-225ГМ	ДЕ-25-24ГМ	ДЕ-25-24-250ГМ
Е-ГМН	4	Е-4-14ГМН	Е-4-14-225ГМ	—	—
	6,5	Е-6,5-14ГМН	Е-6,5-14-225ГМ	—	—
	10	Е-10-14ГМН	Е-10-14-225ГМ	—	—
	16	Е-16-14ГМН	Е-16-14-225ГМ	—	—
	25	Е-25-14ГМН	Е-25-14-225ГМ	—	—

кой рамой, которая через опорные элементы опирается на фундамент или силовой пол, поставляются одним блоком в обшивке и обмуровке. Характеристики котлов ДЕ приведены в табл. 5.9.

В соответствии с типоразмерами котлы комплектуются следующими чугунными блочными экономайзерами: ЭП2-94, ЭП2-142, ЭП2-236, ЭП2-330, ЭП1-808. Для отсоса дымовых газов котельные установки оснащаются дымососами: ВДН-9×980, $N=5,5$ кВт (мощность привода); ВДН-10×980, $N=10,7$ кВт; ВДН-11,2×980, $N=16,4$ кВт; ВДН-11,2×1500, $N=55$ кВт; ВДН-12,5×1500, $N=100$ кВт. Воздух на горелки котлов поступает от вентиляторов: ВДН-8×980, $N=5,7$ кВт; ВДН-9×980, $N=5,7$ кВт; ВДН-10×980, $N=10,7$ кВт; ВДН-10×980, $N=10,7$ кВт; ВДН-12,5×1000, $N=17,0$ кВт также соответственно типоразмерам котлов.

Котлы Е-ГМН

Котлы Е-ГМН Бийского котельного завода предназначены для работы под наддувом. В серию включены котлоагрегаты производительностью 4; 6,5; 10; 16 и 25 т/ч (см. табл. 5.8). Котлы унифицированы, имеют общий конструктивный профиль, сходный с котлами ДЕ, типоразмеры котлов различаются по длине.

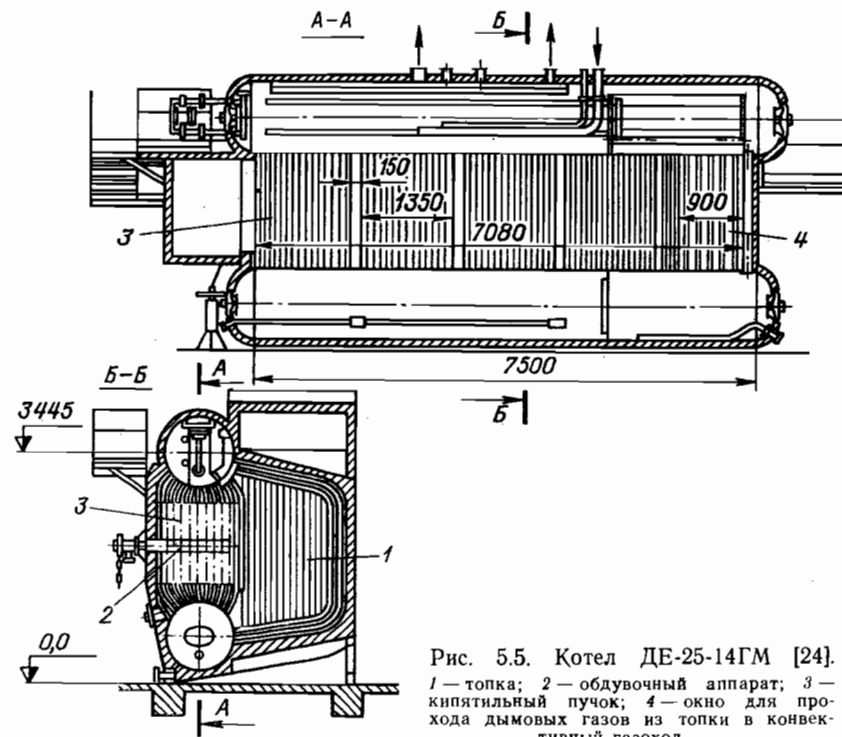


Рис. 5.5. Котел ДЕ-25-14ГМ [24].

1 — топка; 2 — обдувочный аппарат; 3 — кипяточный пучок; 4 — окно для прохода дымовых газов из топки в конвективный газоход.

Верхний барабан котлов выполнен диаметром 1000 мм, нижний — 700 мм, циркуляционный контур изготовлен из труб 51×2,5 мм. Ограждающие поверхности и экран, разделяющий топочную камеру от кипяточного пучка, изготовлены из сварных газоплотных панелей. Топочные камеры всех котлов имеют ширину по осям крайних труб 1830 мм. Глубина топочной камеры котла Е-4-14ГМН 1980 мм, котла Е-25-14ГМН 7200 мм, средняя высота топочной камеры 2600 мм.

Газоплотный экран топки имеет окно для выхода газов в конвективный газоход. Конвективный газоход котлов паропроизводительностью 4—16 т/ч разделен чугунной перегородкой для поперечного омывания дымовыми газами труб кипяточного пучка. Котлы комплектуются горелками ГМ и ГМП (по одной на котел). В качестве хвостовых поверхностей нагрева предусматриваются дренируемые стальные гладкотрубные змеевиковые экономайзеры из коридорно расположенных труб 28×3 мм. Пакет экономайзера размещается во фронтальной части конвективного газохода. Технические характеристики котлов приведены в табл. 5.10. Котлы поставляются заказчикам едиными транспортными блоками.

Таблица 5.9

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОМАЗУТНЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ ДЕ

Характеристики	ДЕ-4-14ГМ	ДЕ-6,5-14ГМ	ДЕ-10-14ГМ	ДЕ-16-14ГМ	ДЕ-25-14ГМ
Номинальная паропроизводительность, т/ч	4	6,5	10	16	25
Полная поверхность нагрева, м ²	69,6	95,0	156,0	204,3	272,82
В том числе:					
радиационная	22,2	28,0	40,0	48,13	60,46
конвективная	47,4	67,0	116,0	156,0	212,36
Водяной объем, м ³	4,42	5,7	8,32	13,3	16,5
Температура, °С:					
холодного воздуха	30	30	30	30	30
газов за котлом	325	310	264	310	320
	377	362	306	364	378
газов за экономайзером	156	155	143	157	140
	192	191	172	194	172
Кпд котлоагрегата, %	90,31	90,96	92,15	91,76	92,79
	88,68	89,32	90,85	90,07	91,35
Расчетный расход топлива, м ³ /ч (кг/ч)	304	489	743	1194	1845
	286	461	698	1127	1736
Видимое тепловое напряжение топочного объема, МВт/м ³	378	436	435	531	636
	384	442	440	539	643
Сопротивление при сжигании мазута, Па:					
газового тракта	487	905	1540	1670	2680
воздушного тракта	920	1120	1215	1700	1825
Размеры по обмуровке, мм:					
длина	2330	4000	4535	6055	7595
ширина	2915	2915	3025	2970	3080
Отметка верхнего барабана, мм	3445	3445	3445	3445	3445
Габаритные размеры, мм:					
длина	4280	5048	6478	9255	11 500
ширина	4300	4300	4300	4665	4 775
высота	5050	5050	4425	4720	4 634
Высота от пола до оси горелки, мм	1695	1695	1695	1935	1 935

Продолжение табл. 5.9

Характеристики	ДЕ-4-14ГМ	ДЕ-6,5-14ГМ	ДЕ-10-14ГМ	ДЕ-16-14ГМ	ДЕ-25-14ГМ
Масса, т:					
металла под давлением	4,67	5,82	8,36	10,54	13,45
прочего металла	3,34	3,82	4,84	6,58	7,96

Примечания. 1. Для всех котлов рабочее давление пара 1,4 МПа, пар насыщенный, температура питательной воды 100 °С. 2. Расчетные характеристики приведены для газа с теплотой сгорания $Q_H^P = 35\,530$ кДж/м³, для мазута $Q_H^P = 38\,600$ кДж/кг. 3. В числителе дроби — при сжигании газа, в знаменателе — мазута.

Котлы средней мощности

Котлы средней мощности, изготавливаемые Белгородским котельным заводом, выполняются однобарабанными с естественной циркуляцией. Технические характеристики газомазутных котлов паропроизводительностью 35, 50 и 75 т/ч приведены в табл. 5.11. Отличительной особенностью котлоагрегатов

Таблица 5.10

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГОЛОВНЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ Е-ГМН

Наименование	Е-4-14ГМН	Е-16-14ГМН	Е-25-14ГМН
Паропроизводительность, т/ч	4,0	16,0	25,0
Рабочее давление пара, кгс/см ²	14	14	14
Температура перегретого пара, °С	—	223	239
		214	224
Кпд котлоагрегата брутто, %	92,0	93,7	93,0
	89,4	91,2	90,0
Поверхность нагрева пароперегревателя, м ²	—	5,94	8,80
Поверхность нагрева котельного пучка, м ²	42,75	139,90	151,43
Поверхность нагрева экономайзера, м ²	27,2	68,0	98,0
Температура воды на входе в экономайзер, °С	100	100	100
	135	135	135

Примечание. Числитель — при сжигании газа, знаменатель — при сжигании мазута.

Таблица 5.11
ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОМАЗУТНЫХ КОТЛОВ
СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ

Характеристики	БГМ-35М (Е-35-40ГМ)	ГМ-50-14 (Е-50-14ГМ)	ГМ-50-1 (Е-50-40ГМ)	БКЗ-75-39ГМА (Е-75-40ГМ)
Номинальная производительность:				
паропроизводительность, т/ч	35 (45)	50	50	75
мощность, МВт	26,1 (33,7)	34,7	37,4	56,0
Давление пара за ГПЗ, МПа	4,0	1,4	4,0	4,0
Температура, °С:				
перегретого пара	440	250	440	440
питательной воды	145	100	145	145
воздуха на выходе из воздухоподогревателя	117	146	178	187
уходящих газов	156	181	207	235
	158	126	188	127
	178	155	216	175
КПД котлоагрегата брутто, %	90,8	92	89,6	92,4
	89,7	91	88,2	90,4
Теплонапряженность топочного объема, кВт/м³	206	286	197	217
	197	285	291	272
Объем топочной камеры, м³	147	133	144	184
Поверхность нагрева, м²:				
топки лучевоспринимающая	131	158	165	211
котельного пучка	—	344	—	—
фестона	39,1	32	26,9	31
пароперегревателя	271 (209)	165	155	380
	336 (304)	165	300	487,5
водяного экономайзера	554	1072	524	1070
воздухоподогревателя	800	496	1428	2150
Соппротивление по газам, кПа	0,51	3,14	0,97	0,83
	0,51	2,91	0,87	0,83

Примечания. 1. В головке таблицы указана заводская маркировка, в скобках маркировка по ГОСТ 3619—82. 2. Первая ступень пароперегревателя котла БКЗ-75-39ГМА радиационная с поверхностью нагрева $H=187,5$ м², вторая—конвективная: $H=300$ м². 3. Для котлоагрегата БГМ-35М даны значения показателей при паропроизводительности 35 т/ч, в скобках — при 45 т/ч. 4. Числитель—при сжигании газа, знаменатель — при сжигании мазута.

являются: частичная унификация по топливу, конструктивным узлам и элементам, плотное экранирование топочной камеры, блочность конструкции и облегченная обмуровка.

Газомазутные котлы характеризуются более высокими теплонпряжениями топочного объема, чем пылеугольные, допускают более высокую температуру дымовых газов на выходе из топки, которая для пылеугольных котлов выбирается по условиям размягчения золы. Сжигание топлива происходит со значительно меньшими избытками воздуха, уровень их по газовому тракту котлоагрегатов также значительно ниже, чем у пылеугольных вариантов этих же котлов. Из-за низкотемпературной коррозии, которой подвергается первый по ходу воздуха пакет воздухоподогревателя, у мазутных котлов принимается температура уходящих газов выше, чем при работе на других

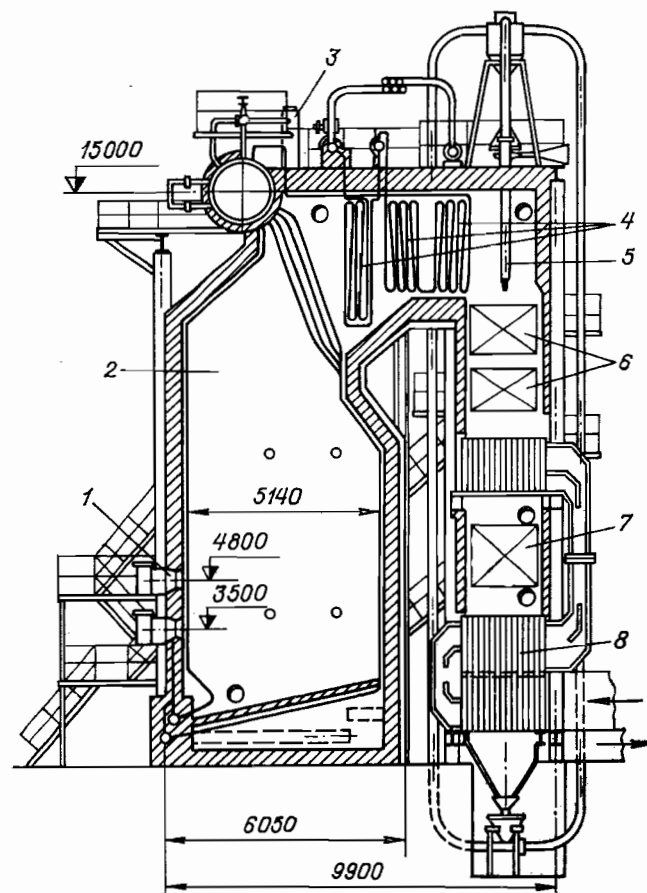


Рис. 5.6. Газомазутный котлоагрегат БКЗ-75-39ГМА [24].
1 — горелка; 2 — топка; 3 — выносной циклон; 4 — пароперегреватель; 5 — дробеструйная установка; 6 — выходные пакеты экономайзера; 7 — входной пакет экономайзера; 8 — воздухоподогреватель трубчатый.

видах топлива. Для снижения низкотемпературной коррозии применяются дополнительные мероприятия — присадки, предварительный подогрев воздуха в паровых калориферах. Газомазутные котлы отличаются широкими возможностями автоматического регулирования процессов горения.

Топочная камера котла БКЗ-75-39ГМА (рис. 5.6) с размерами в плане 5140×5900 мм полностью экранирована трубами 60×3 мм. Задний экран топки в верхней части образует фестон для прохода дымовых газов в поворотный газоход, а в нижней части топки образует слабонаклоненный под. Топка котла оборудована шестью газомазутными улиточными горелками, расположенными в два яруса. Форсунки котла — механического распыливания ОН-547-03 (см. рис. 4.33). На пониженных нагрузках для более экономичной работы применяют количественное регулирование (отключением части горелок) при обеспечении высоких скоростей воздуха в горелках и высокого давления топлива перед форсунками.

Схема циркуляции в котле двухступенчатая с двумя ступенями испарения: барабан (1580×40 мм) с внутрибарабанными циклонами и два выносных циклона (377×10). Пароперегреватель котла — конвективный, двухступенчатый из труб 42×4,5 и 38×3, расположенных в шахматном порядке в поворотном газоходе котла. Схема движения пара следующая: барабан — потолочные трубы поворотного газохода — два пакета первой ступени пароперегревателя — впрыскивающий парохладитель — выходной пакет пароперегревателя.

Водяной экономайзер котла — кипящего типа, состоит из трех пакетов труб 32×3 мм, расположенных в шахматном порядке. Воздухоподогреватель котла — трубчатый (из труб 40×1,5 мм), вертикальный, расположен в опускном газоходе в рассечке первого пакета (входного) экономайзера. Для очистки конвективных поверхностей нагрева от сажи и золовых отложений применена дробеочистка. Для снижения низкотемпературной коррозии входных пакетов воздухоподогревателя применяется предварительный подогрев воздуха в паровых калориферах.

Энергетические котлы Таганрогского котельного завода

Котел ТГМ-84 паропроизводительностью 420 т/ч и давлением пара за котлом 14 МПа (табл. 5.12) барабанный, с естественной циркуляцией (рис. 5.7) устанавливается на ТЭЦ. Топочная камера котла разделена двухсветным экраном, включенным как боковые и задние экраны топки в трехступенчатую систему испарения котла. Фронтальный экран топочной камеры является двухходовым настенным радиационным паро-

Таблица 5.12

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Марка котла	Параметры пара		Тип котла	Паропроизводительность, т/ч	Температура воздуха, °С	Размеры топочной камеры, мм			Объем топочной камеры, м³	Тепловое напряжение		
	Давление, МПа	Температура, °С				ширина	глубина	высота		Объем топочной камеры, кВт/м²	Горизонтального сечения	МВт/м²
ТГМ-84	14	570	Открытый, однокорпусный	420	230	14 200	6 136	19 800	1 720	210	4,16	1,29
ТГМ-84А	14	570	То же	420	230	14 200	6 136	19 800	1 720	210	4,16	2,08
ТГМ-94	14	570	»	500	250	16 074	6 080	20 500	2 010	219	4,51	2,26
ТГМ-96	14	570	»	480	270	14 700	6 000	20 300	1 790	224	4,55	0,85
ТГМП-104	14	570	»	640	270	20 300	7 296	19 800	2 930	178	3,50	1,75
ТГМП-114	25	565	Открытый двухкорпусный	475	270	10 710	6 220	21 800	1 450	267	5,84	5,84
ТГМП-314	25	565	Открытый, однокорпусный	950	343	17 480	8 720	27 000	4 120	194	5,13	2,56
ТГМП-324	25	545	Открытый, с наддувом, однокорпусный	950	343	15 170	7 040	24 300	2 590	290	7,02	3,51
ТГМП-204	25	545	Открытый, с наддувом, однокорпусный	2650	336	20 830	10 258	45 000	9 650	218	9,55	3,19
ПК-41	25	545	Полуоткрытый, двухкорпусный	475	270	10 200	5 900	16 000	820	418	5,70	5,70
ТГМП-1202	25	545	Открытый, с наддувом, однокорпусный	3950	336	30 950	10 258	46 000	14 600	221	10,10	3,37

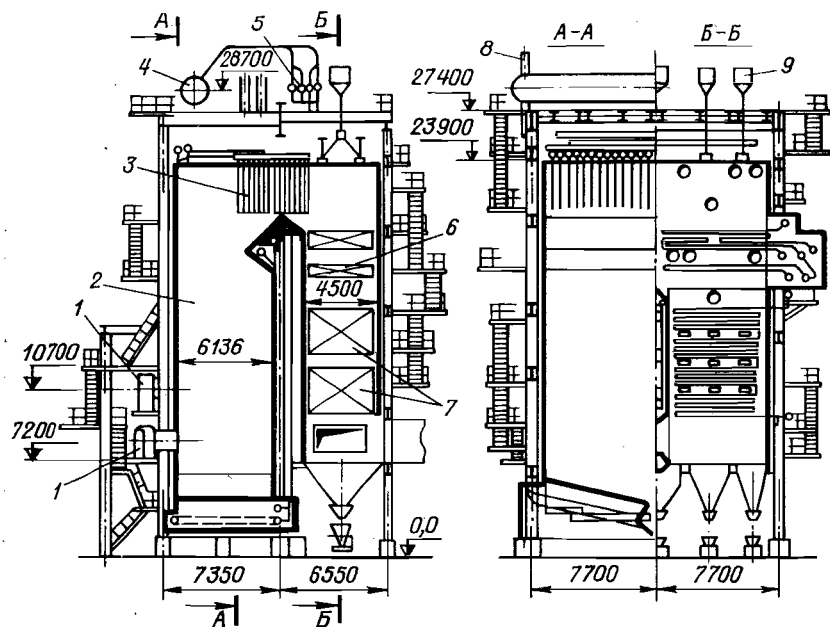


Рис. 5.7. Газомазутный котел ТГМ-84Б (модификация с шестью горелками) [25].

1 — газомазутные горелки; 2 — топочная камера; 3 — ширма; 4 — барабан; 5 — конденсационная установка для впрыскивающих парохладителей; 6 — конвективная часть пароперегревателя; 7 — экономайзер; 8 — выносной сепарационный циклон; 9 — дробеуловитель дробеструйной установки.

перегревателем, в который пар поступает из чистого отсека барабана. Нижняя часть боковых экранов переходит в слегка наклонный под, нижние коллекторы которого прикреплены к коллекторам двухсветного экрана, и совместно с ним перемещается при тепловых деформациях во время растопок и остановок котла.

Котлы первой модификации оборудовались 18 газомазутными горелками, размещенными в три ряда на фронтальной стене топочной камеры. В настоящее время устанавливают четыре или шесть горелок большей пропускной способности для упрощения обслуживания и ремонта котлов. Установкой в горизонтальном газоходе только ширм уменьшено расстояние между топкой и конвективным газоходом и обеспечено сокращение габаритных размеров котельного агрегата и соответственно здания котельной. Утилизация тепла дымовых газов и подогрев воздуха, поступающего на горелки, осуществляются двумя регенеративными вращающимися воздухоподогревателями РВП-54, устанавливаемыми как в здание котельной, так и вне его.

Котел неоднократно подвергался реконструкции, в результате чего появились модели ТГМ-84А и ТГМ-84Б. В модернизированных моделях были внедрены унифицированные ширмы и достигнуто более равномерное распределение пара между трубами пароперегревателя. Тепловое напряжение топочного объема котла ТГМ-84Б (206 кВт/м^3) значительно выше, чем у пылеугольных котлов и несколько ниже, чем у газомазутных котлов прежних модификаций, что облегчает условия работы труб двухсветного экрана, воспринимающих наибольшее количество тепла.

Схема движения пара в пароперегревателе следующая: барабан — настенный радиационный пароперегреватель — потолочный пароперегреватель — крайние ширмы — средние ширмы — конвективные пакеты пароперегревателя. Температура перегретого пара регулируется впрыскивающими парохладителями: за потолочным пароперегревателем, в рассечке ширм (между крайними и средними) и перед выходным пакетом конвективного пароперегревателя. Для очистки пакетов конвективного пароперегревателя и экономайзера, находящихся в опускном газоходе, предусмотрена дробеочистка. В модернизированных моделях увеличен поперечный шаг труб в горизонтальных пакетах конвективного пароперегревателя, благодаря чему уменьшилось загрязнение их мазутной сажей.

Котел ТГМ-96Б, конструктивно схожий с котлом ТГМ-84, паропроизводительностью 480 т/ч и давлением пара за котлом 14 МПа предназначен для установки на ТЭЦ крупных заводов с большим отбором пара низкого давления на производственные нужды и частичным возвратом конденсата этого пара в цикл станции. Для этих котлов признана нецелесообразность установки двухсветного экрана из-за повреждения труб при интенсивном парообразовании при нарушениях водного режима. На фронтальной стенке топки, как и у котлов ТГМ-84, расположен настенный радиационный пароперегреватель. Горелки котла расположены на фронтальной стене топочной камеры в два яруса.

В поворотном газоходе расположен только ширмовый пароперегреватель, ширмы которого установлены в два ряда. Наклонный под топки образован трубами заднего экрана топочной камеры, нижние коллекторы которого присоединены к коллекторам радиационных панелей настенного пароперегревателя и перемещаются вместе с ними при тепловых деформациях экранной системы.

Схема пароперегревателя аналогична пароперегревателю котла ТГМ-84 за исключением того, что трубы, экранирующие потолочное перекрытие и заднюю вертикальную стену котла, включены по ходу движения пара за ширмовым пароперегревателем. В опускном газоходе котла размещены конвективные

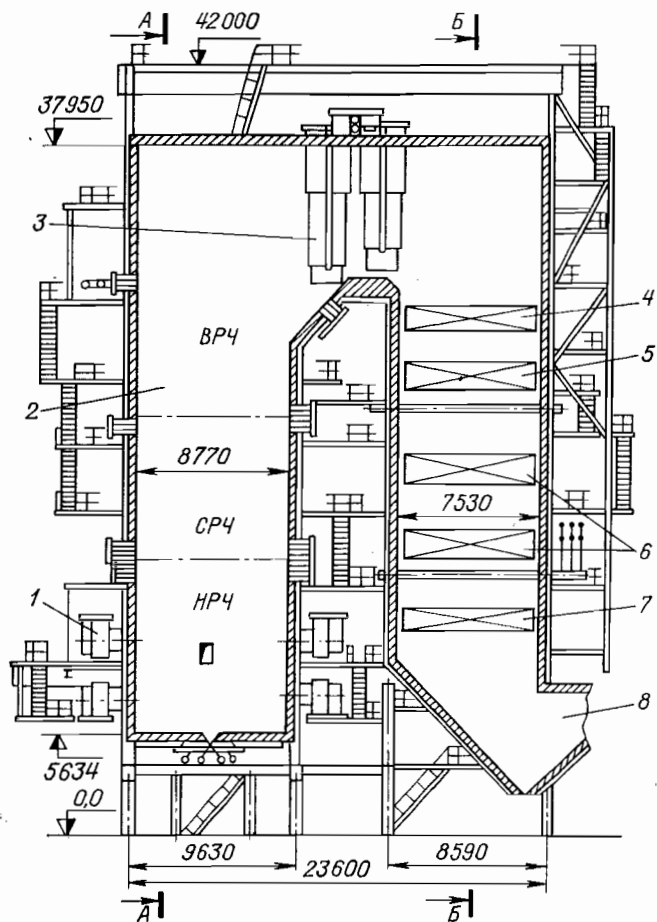


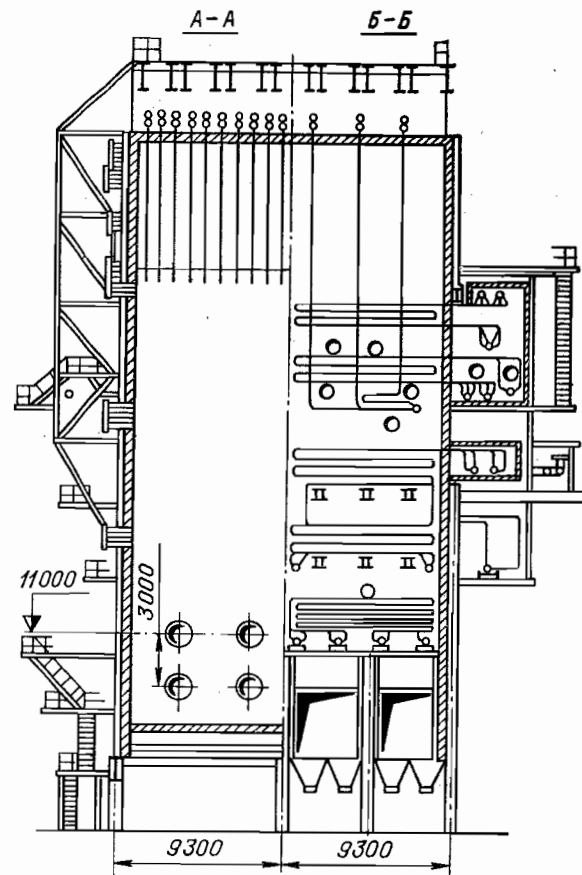
Рис. 5.8. Газомазутный однокорпусный

1 — горелка; 2 — топка; 3 — ширмы; 4 — конвективная часть первичного пароперегревателя; 7 — экономайзер; 8 — отвод дымовых газов

пакеты пароперегревателя и экономайзера. За котлом устанавливаются три регенеративных вращающихся воздухоподогревателя РВП-54 или два аппарата РВП-68.

Модификация котла ТГМ-96Б отличается от предыдущих вариантов ТГМ-96 и ТГМ-96А изменением схемы ступенчатого испарения, изменением поверхности нагрева конвективного пароперегревателя и другими мелкими усовершенствованиями.

Котел ТГМП-314А (рис. 5.8) с паропроизводительностью 950 т/ч, давлением пара за котлом 25 МПа, температурой пе-



котел ТГМП-314А [25].

теля; 5 — выходной пакет промежуточного пароперегревателя; 6 — промежуточный пакет регенеративному воздухоподогревателю.

регретого пара 565 °С — однокорпусный с призматической топкой, оборудованной 16 горелками в два яруса на фронтальной и задней стенах топочной камеры. Комбинированные газомазутные горелки котла — двухпоточные, с тангенциально-улиточным завихривающим аппаратом основного воздуха. На пониженных нагрузках уменьшают поступление воздуха в наружный кольцевой канал, благодаря чему сохраняется высокая скорость воздуха на выходе из внутреннего канала и достигается качественное регулирование без отключения части горелок. Горелки комплектуются паромеханическими форсунками. Дымо-

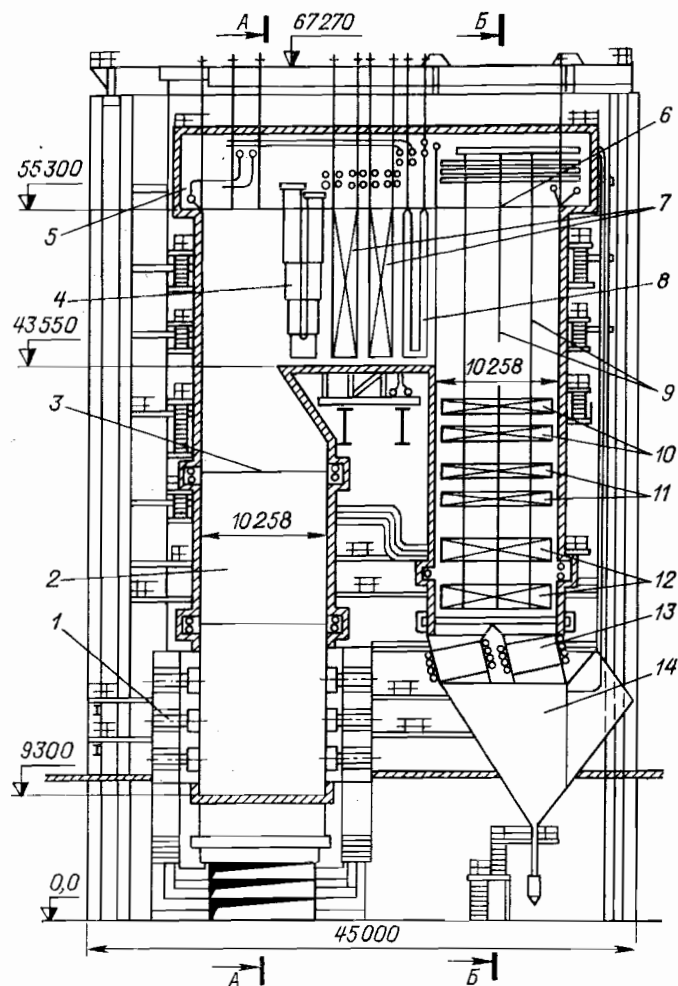
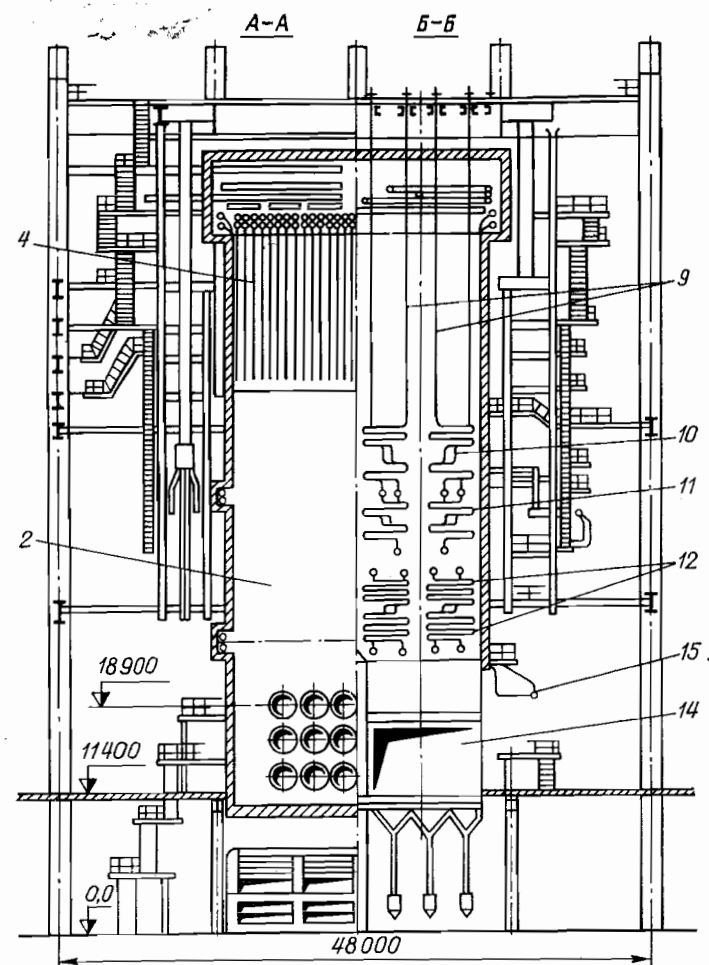


Рис. 5.9. Газоплотный газомазутный

1 — общий короб с горелками; 2 — топочная камера; 3 — зона сопряжения СРЧ и ВРЧ; конвективные трубные пакеты пароперегревателей высокого давления; 8 и 10 — сопотподвесные трубы; 11 — регулировочная поверхность нагрева промежуточного пароперегревателя в регенеративный воздух

вые газы рециркуляции поступают в топку через периферийные каналы горелок.

Рабочая среда сверхкритического давления и пар промежуточного перегрева движутся в котле двумя неперемешивающимися и неперекрывающимися потоками с раздельным регулированием расхода рабочей среды по каждому из них. Внутри каждого потока имеются восемь мест промежуточного полного



котел ТГМП-204 [25].

4 — ширма; 5 — уплотнительный короб (шатер); 6 — потолочные трубные панели; 7 — ветственно выходящая и промежуточная части промежуточного пароперегревателя; 9 — гретателя; 12 — экономайзер; 13 — компенсатор в газоходе; 14 — короб для вывода дыподогревателя; 15 — питательный трубопровод.

перемешивания среды. Последовательность движения в котле рабочей среды закритических параметров: экономайзер — НРЧ (нижняя радиационная часть) — СРЧ (средняя радиационная часть) — ВРЧ (верхняя радиационная часть) — ширмовый пароперегреватель — конвективный пароперегреватель.

Как и в других прямоточных котлах, основное регулирование температуры первичного пара производится изменением

соотношения количеств топлива и питательной воды. Динамичность регулирования осуществляется с помощью впрыскивающих парохладителей, установленных в каждом из потоков рабочей среды перед ширмами и перед конвективными трубными пакетами. Регулирование температуры пара промежуточного перегрева осуществляется путем рециркуляции в топку дымовых газов, отбираемых между экономайзером и воздухоподогревателем. Подогрев воздуха, поступающего в горелки, осуществляется двумя параллельно включенными воздухоподогревателями РВП-98 диаметром 9,8 м.

Основным преимуществом однокорпусных агрегатов является упрощение их обслуживания, связанное с уменьшением числа единиц пароводяной арматуры и количества систем автоматического регулирования, чем обеспечивается возможность некоторого сокращения численности персонала, а также уменьшения вероятности ложных действий автоматических регуляторов и защитных устройств. К тому же при установке однокорпусных газомазутных котлов для блоков 300 МВт было достигнуто сокращение приходящейся на один котел длины здания от 36 до 24 м, что позволило намного снизить стоимость всего строительства.

Котел ТГМП-204 (рис. 5.9) с паропроизводительностью 2650 т/ч (по пару промежуточного перегрева 2180 т/ч), давлением пара за котлом 25 МПа, температурой пара 545 °С (см. табл. 5.12) предназначен для серийных блоков 800 МВт. Котел однокорпусный, с газоплотным исполнением предназначен для работы под наддувом (без дымососов).

Топка котла призматическая, оборудована 36 вихревыми двухпоточными газомазутными горелками (см. рис. 4.26), расположенными в три яруса на фронтальной и задней стенке топки в общих воздушных коробах для облегчения регулирования расхода воздуха. Трехъярусное расположение большого числа горелок с рециркуляцией дымовых газов по периферии горелок позволило рассредоточить зону тепловыделения и снизить ее температурный уровень, в связи с этим уменьшена коррозионная активность металла труб экранов топки и понижено образование оксидов азота.

Выступ на задней стене топочной камеры защищает ширмы от прямого излучения снизу. Рециркуляцией дымовых газов (в количестве 5 %) через сопла в верхней части топки по всей ширине ее с фронта и сзади предусмотрена возможность охлаждения дымовых газов перед ширмами.

В верхнем горизонтальном газоходе, как и в котлах ТГМП-324 и ТГМП-344, размещена значительная часть конвективных поверхностей нагрева, в том числе выходная часть промежуточного пароперегревателя. Остальные трубные пакеты промежуточного пароперегревателя и пакеты экономайзера ви-

сят в опускном газоходе на вертикаль отводящими трубами экономайзера. Топки нагрева находятся внутри газные панели его проходят только их дится или отводится рабочая среда.

Скорость дымовых газов в опускном газоходе выше, чем у других газомазутных котлов, что позволяет уменьшить размеры конвективных газопроводов. Скорость нагрева трубных пакетов и изменение скоростей дымовых газов в газоходе обусловлено аэродинамическим сопротивлением. Давление в газоходе от двух вентиляторов, обеспечивающих движение воздуха 13,6 кПа, он греется сначала в паровых котлах, а затем в четырех параллельно включенных аппаратах РВП. Резервные дымососы обеспечивают временную работу котла с уравновешенной тягой при нагрузке энергоблока до 600 МВт.

Внедрение энергоблоков мощностью 800 МВт позволяет по сравнению с блоками 300 МВт снизить удельные капиталовложения примерно на 10 % при уменьшении трудозатрат в строительстве до 30 %, а также сократить примерно вдвое удельную численность персонала и снизить удельный расход топлива на 3—4 % [25].

Котел ТГМП-1202 паропроизводительностью по первичному пару 3950 т/ч, с давлением пара за котлом 25 МПа, температурой перегретого пара 545 °С (см. табл. 5.12) — однокорпусный с призматической топкой, оборудованной 56 горелками ТКЗ-ВТИ-ЦКТИ в три яруса на фронтальной и задней стенах топки. Котел создан для блока мощностью 1200 МВт, установлен на Костромской ГРЭС, аналогичен по конструкции котлу ТГМП-204: газоплотное исполнение, конструкции экранов топки, основного и промежуточного пароперегревателя.

В котле применена рециркуляция рабочей среды, обеспечивающая высокую надежность работы топочных экранов на низких нагрузках. Для снижения концентрации оксидов азота и регулирования температуры перегретого пара используется рециркуляция дымовых газов в горелки и в верхнюю часть топки, осуществляемая разными дымососами. Тепловое напряжение топочного объема котла составляет 233 кВт/м³. Для сокращения габаритных размеров котла применены повышенные скорости дымовых газов.

реакции, имеет

(6.1)

лучаем

(6.2)

ВРЕДНЫЕ ВЫБРОСЫ В АТМОСФЕРУ И КОРРОЗИЯ КОТЛОВ

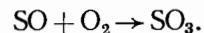
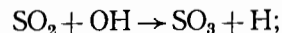
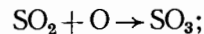
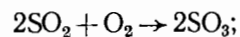
§ 6.1. СЕРНИСТЫЙ И СЕРНЫЙ АНГИДРИДЫ

При сгорании топлива сера, содержащаяся в нем, переходит в SO_2 и в весьма малых количествах в SO_3 . При сжигании мазута в топках котлов в SO_2 переходит около 99 % всей серы топлива, а в SO_3 уже через окисление SO_2 — около 1,3 %. В режимах сжигания с $\alpha \leq 1$ SO_3 практически отсутствует, а кроме SO_2 в дымовых газах обнаружены S_2 , H_2S и свободные радикалы SO , S , SH .

Несмотря на то что концентрации серного ангидрида SO_3 в дымовых газах не превышают тысячных долей процента, низкотемпературные поверхности нагрева котлов в значительной степени подвергаются сернокислотной (низкотемпературной) коррозии, что наносит значительный ущерб народному хозяйству, а выбросы SO_2 и SO_3 с дымовыми газами в атмосферу оказывают губительное воздействие на окружающую среду.

Сернокислотная коррозия практически отсутствует при содержании серного ангидрида в дымовых газах менее 0,0002 % (при сжигании мазута с условиями, максимально приближенными к стехиометрическим).

В настоящем разделе рассматривается образование SO_3 в гомогенной (газовой) фазе. Образование SO_3 в гомогенной фазе может идти четырьмя реакциями:



Вторая и третья реакции могут идти при диссоциации в ядре факела O_2 , CO_2 и H_2O с образованием атомарного кислорода и гидроксильной группы OH .

Рассмотрения заслуживают первые две реакции, так как в зоне горения мала концентрация OH и SO . Константа равновесия первой реакции, выраженная через парциальные давления

участвующих и образовавшихся компонентов реакции, имеет вид

$$K_p = \frac{p_{\text{SO}_3}}{p_{\text{SO}_2} p_{\text{O}_2}^{0,5}}. \quad (6.1)$$

Заменяя парциальные давления концентрациями, получаем

$$\text{SO}_3/\text{SO}_2 = K_p \sqrt{\text{O}_2}. \quad (6.2)$$

Выразим количество образующегося SO_3 в долях от суммарного содержания $\text{SO}_2 + \text{SO}_3$

$$x = \frac{\text{SO}_3}{\text{SO}_2 + \text{SO}_3}. \quad (6.3)$$

Отсюда

$$\frac{\text{SO}_3}{\text{SO}_2} = \frac{x}{1-x}. \quad (6.4)$$

После преобразования (6.4) и после подстановки в него выражения (6.2) получим

$$x = \frac{K_p}{K_p + 1/\sqrt{p_{\text{O}_2}}}. \quad (6.5)$$

Константа равновесия реакции при постоянном давлении зависит от температуры (уменьшается с увеличением температуры) и может быть вычислена по формуле [12]

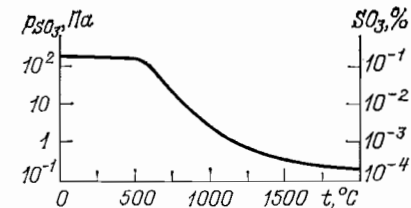
$$\ln K_p = \frac{22\,600}{RT} - 10,68, \quad (6.6)$$

где R — универсальная газовая постоянная; T — температура газов.

Таким образом, концентрация SO_3 при прохождении первой реакции зависит от парциального давления кислорода и температуры среды (рис. 6.1).

Увеличение избыточного количества воздуха от значения $\alpha = 1$, при котором SO_3 практически отсутствует, приводит при постоянной температуре к появлению и росту концентрации SO_3 до определенного предела, после которого начинает сказываться

Рис. 6.1. Равновесная концентрация SO_3 в дымовых газах в зависимости от температуры (исходная смесь $\text{O}_2 = 1\%$; $\text{SO}_2 = 0,2\%$) [8].

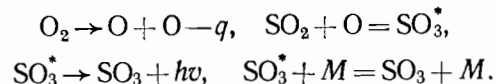


ваться эффект разбавления топочных газов азотом, и после достижения максимума концентрации SO_3 — к снижению ее. Таким образом, изменение концентрации SO_3 в топке должно характеризоваться наличием максимума при определенном значении α . Зона максимума концентрации SO_3 находится при концентрации избыточного кислорода между 3 и 6 %, что соответствует интервалу между 15 и 30 % избыточного воздуха.

Экспериментальная проверка теории образования SO_3 была проведена Хедли [8]. Установка Хедли представляла собой вертикальную прямоточную камеру сгорания с площадью сечения 30 см² с трехзонной подачей воздуха: в зону воспламенения топлива и в две зоны по высоте камеры по ходу дымовых газов. В качестве топлива использовался керосин, содержащий заранее дозированное количество сероуглерода.

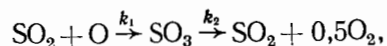
В опытах Хедли при $\alpha \approx 1$ SO_3 практически отсутствовал (концентрация SO_3 составляла примерно 0,0002 %). Максимум концентрации SO_3 при $\alpha > 1$ достигала с некоторым запаздыванием от места расположения ядра факела, что говорит о том, что образование SO_3 идет за зоной выгорания углеводородов. После достижения максимума концентрации идет экспоненциальное уменьшение ее, стремление к термодинамически равновесному состоянию. До определенного предела повышение α способствовало увеличению концентрации SO_3 с дальнейшим понижением при увеличении α из-за уменьшения температуры газов разбавлением и уменьшения вследствие этого концентрации атомарного кислорода в результате диссоциации.

В опытах концентрации SO_3 выше теоретически вычисленных исходя из термодинамически равновесного состояния. Поэтому Хедли выдвинул предположение, что образование SO_3 происходит из окисления SO_2 атомарным кислородом за счет диссоциации молекулярного кислорода по реакциям:



Диссоциация молекулярного кислорода — эндотермическая, с затратой энергии факела. SO_2 , взаимодействуя с атомарным кислородом с повышенной энергией активации, образует молекулу SO_3 с повышенной энергией активации, которая отдает свою энергию факелу в виде излучения или другому веществу, находящемуся вблизи.

Схематично реакцию образования (до достижения максимума концентрации) и распада SO_3 можно изобразить, как



где k_1 и k_2 — постоянные коэффициенты скорости образования и распада SO_3 .

Рассмотрим кинетику образования SO_2 и O_2 , полученных в результате распада SO_3 . Пусть a — начальная концентрация кислорода; $[\text{O}]$ — концентрация атомарного кислорода по истечении времени τ ; $[\text{SO}_3]$ — концентрация SO_3 по истечении времени τ ; P — концентрация продуктов реакции по истечении времени τ ; уравнения изменения концентраций во времени

$$-\frac{d[\text{O}]}{d\tau} = k_1[\text{O}], \quad \text{где } [\text{O}] = a(-k_1\tau); \quad \frac{dP}{d\tau} = k_2[\text{SO}_3].$$

Скорость накопления SO_3 в системе

$$\frac{d[\text{SO}_3]}{d\tau} = -\frac{d[\text{O}]}{d\tau} - \frac{dP}{d\tau} = k_1[\text{O}] - k_2[\text{SO}_3].$$

Интегрируя это выражение, получаем

$$[\text{SO}_3] = a \frac{k_1}{k_1 - k_2} [e^{-k_1\tau} - e^{-k_2\tau}]. \quad (6.7)$$

Приравняв производные этого выражения по $[\text{SO}_3]$ и τ нулю, получим выражения для $\tau_{\max}$ и $[\text{SO}_3]_{\max}$:

$$\tau_{\max} = \frac{\ln(k_1/k_2)}{k_1 - k_2}; \quad (6.8)$$

$$[\text{SO}_3]_{\max} = a(k_2/k_1) \frac{k_2}{k_1 - k_2}. \quad (6.9)$$

Конечное значение $[\text{SO}_3]$ можно определить по формуле

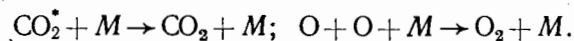
$$[\text{SO}_3] = [\text{SO}_3]_{\max} e^{-k_2\tau}. \quad (6.10)$$

По опытам Хедли [8] при температуре газов 1540 °C и содержании избыточного кислорода $\text{O}_2 = 2,2\%$ $k_1 = 96,3 \text{ с}^{-1}$; $k_2 = 11,6 \text{ с}^{-1}$; $a = 100$; при температуре 1510 °C и содержании избыточного кислорода $\text{O}_2 = 4,8\%$ $k_1 = 96,3 \text{ с}^{-1}$; $k_2 = 11,6 \text{ с}^{-1}$; $a = 53,5$.

По опытам Хедли с увеличением избыточного кислорода O_2 количество атомарного кислорода O падает начиная с некоторого момента и уменьшается концентрация SO_3 , при этом снижение SO_3 происходит более значительнее, чем при простом разбавлении.

С увеличением избыточного количества воздуха в зоне факела уменьшается концентрация CO_2 с запасом избыточной энергии, что приводит к снижению образования O и SO_3 ; с другой стороны, уменьшение избыточного O_2 до нуля приводит к уменьшению концентрации SO_3 до нуля. Есть определенный избыток воздуха α (в интервале 1,15—1,30), при котором концентрация SO_3 максимальна.

На снижение концентрации O , а следовательно и SO_3 , влияет более сильно, чем увеличение α , передача избыточной энергии активированных молекул CO_2 и O_2 другому веществу:



По Хедли, для достижения максимальной концентрации SO_3 требуется время $\tau_{\max} = 0,028$ с.

Так как k_1 и k_2 меняются с температурой, то и $\tau_{\max}$ тоже меняется. А. Г. Тумановский и М. Е. Зелькинд, анализируя данные Хедли, получили следующие уточненные выражения для коэффициентов скорости образования и распада SO_3 [8]:

$$k_1 = 6 \cdot 10^9 \exp [6000/(RT)] SO_{2\text{исх}}; \quad (6.11)$$

$$k_2 = 1,3 \cdot 10^5 \exp [-32600/(RT)], \quad (6.12)$$

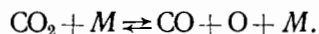
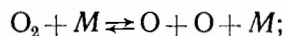
где T — температура; R — универсальная газовая постоянная; $SO_{2\text{исх}}$ — концентрация SO_2 в исходной смеси.

В соответствии с этими выражениями в зависимости от температуры k_1 и k_2 имеют следующие значения:

$T, ^\circ C$	1540	1510	1082	987
k_1, c^{-1}	100	97,3	57,1	48,4
k_2, c^{-1}	16,3	14,1	0,78	0,32

С. А. Тагер показал, что в модели реакции, рассмотренной Хедли, резко завышена скорость распада SO_3 , т. е. конечное значение SO_3 зависит не от скорости и уровня образования SO_3 , а от ее распада [8].

При температурах газов $1400^\circ C$ и выше имеют место реакции диссоциации



С понижением температуры газов до 1650 — $1700^\circ C$ резко уменьшается количество атомарного кислорода. Так, при снижении температуры с 1800 до $1600^\circ C$ при содержании $O_2 = 12\%$ и $CO_2 = 12\%$ скорость образования атомарного кислорода уменьшается с 10^{-6} до 10^{-8} кмоль/(м³·с). Ниже температур 1650 — $1700^\circ C$ следует ожидать и понижение скорости образования SO_3 .

§ 6.2. ОКСИДЫ АЗОТА

Азот — бесцветный газ с атомной массой 14,0067. В воздухе по объему содержится 78 % азота; растворимость азота в воде при $0^\circ C$ составляет 23,5 мл на 1 л воды; в жидком виде существует при температуре $-210^\circ C$ с плотностью $\rho = 0,879$ кг/л и температурой кипения $-195,7^\circ C$.

К устойчивым оксидам азота относятся N_2O , NO , NO_2 , N_2O_3 и N_2O_5 . В чистом воздухе в результате разложения органических веществ земной поверхности содержится незначительное количество NO , NO_2 , NH_3 .

Оксиды азота токсично действуют на живые организмы и растительность природы; особенно это относится к продуктам их взаимодействия с водяными парами атмосферы — слабым вазам взаимодействием с азотистой и азотной кислоты.

Химической активностью обладает атомарный азот, образующийся при сгорании органической массы топлива или полученный в результате диссоциации при высокой температуре. При низких температурах атомарный азот инертен, при высоких обладает значительной активностью и вступает в реакцию с Ca и Mg , содержащимися в золе топлива, образуя нитриды Ca_3N_2 и Mg_3N_2 . В органических соединениях топлива и нитридах азот обладает отрицательной валентностью; в составе оксидов, образующихся при сгорании топлива, приобретает положительную валентность, отдавая свои электроны кислороду.

При высокой температуре по термодинамической устойчивости оксиды азота располагаются в такой последовательности: NO , N_2O , NO_2 , N_2O_3 , N_2O_4 , N_2O_5 , N_2 . При образовании оксидов азота реагирующие молекулы должны преодолеть энергетический барьер активации. Поэтому важную роль при протекании реакции играют катализаторы. Роль катализаторов выполняют различные соединения минеральной или минерало-органической составляющей топлива. В образовании оксидов азота участвует как азот воздуха, так и органические соединения азота топлива.

Оксид азота

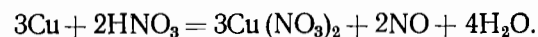
Бесцветный газ с молекулярной массой 30,01; растворим в воде и серной кислоте. Растворимость в воде при атмосферном давлении:

$t, ^\circ C$	0	20	40	60	80	100
Растворимость, см ³ /г	0,073	0,047	0,035	0,029	0,027	0,026

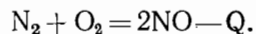
Растворимость в серной кислоте при атмосферном давлении и $0^\circ C$:

Концентрация $H_2SO_4, \%$	0	28	52	76	90	96
Растворимость, см ³ /г	0,073	0,043	0,023	0,018	0,022	0,041

В лабораторных условиях NO получают по реакции:



При высоких температурах в топках и камерах сгорания топливноиспользующих установок происходит реакция



Константа равновесия реакции

$$K_p = \frac{(p_{\text{NO}})^2}{p_{\text{N}_2} p_{\text{O}_2}} = \frac{(\text{NO})^2}{\text{N}_2 \text{O}_2}. \quad (6.13)$$

С ростом температуры константа равновесия увеличивается по зависимости [12]

$$K_p = \frac{64}{3} \exp \left[-\frac{43\,000}{RT} \right], \quad (6.14)$$

где R — универсальная газовая постоянная; T — температура газов.

В соответствии с термодинамическим равновесием концентрации можно вычислить по формуле

$$\text{NO} = \sqrt{K_p \text{N}_2 \text{O}_2}, \quad (6.15)$$

где N_2 и O_2 — концентрации азота и кислорода.

Зависимость константы равновесия от температуры (не зависит от давления):

$T, ^\circ\text{C}$	700	1200	1700	2200
K_p	$5,83 \cdot 10^{-9}$	$8,97 \cdot 10^{-6}$	$3,51 \cdot 10^{-4}$	$3,17 \cdot 10^{-3}$

Подставив выражение (6.14) в формулу (6.15) и выразив O_2 через коэффициент избытка воздуха α (по кислородной формуле α) с введением поправки на отличия теоретических объемов газов и воздуха $\Delta\alpha_r = V_r^\circ / V_b^\circ - 1$,

$$[\text{NO}] = 2500 \sqrt{\frac{\alpha - 1}{\alpha + \Delta\alpha_r}} \exp(-10,8 \cdot 10^3 / T). \quad (6.16)$$

Концентрация NO в котлах растет до $\alpha = 1,15 \div 1,20$, далее падает за счет снижения температурного уровня в топке из-за разбавления дымовых газов воздухом.

Равновесные содержания NO , определенные И. Б. Рождественским [12] при избыточном содержании кислорода 0—4 %, показаны на рис. 6.2. Заштрихованная область — область наблюдаемых значений концентраций NO .

Соизмеримые с наблюдаемыми в котлах равновесные содержания $\text{NO} \approx 0,05$ об. % имеют место даже при $\alpha = 0,8$ при температуре газов 2200°C (рис. 6.3). Снижение содержания NO на порядок против средненаблюдаемой концентрации требует уменьшения температуры газов на 250°C .

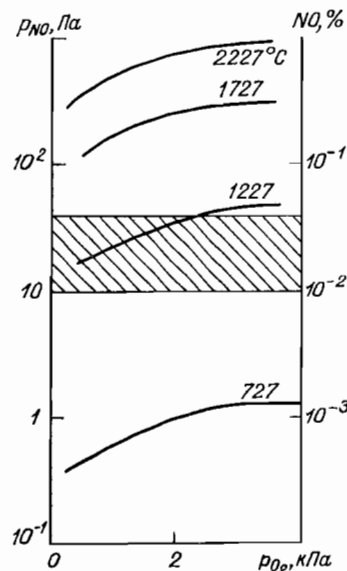


Рис. 6.2. Парциальные давления p_{NO} и концентрации (расчетные) оксида азота NO в зависимости от температуры и избыточного парциального давления кислорода [12].

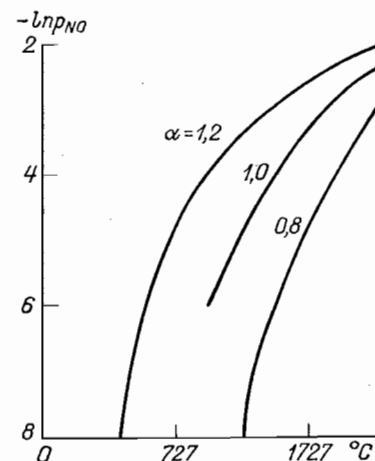


Рис. 6.3. Зависимости p_{NO} от температуры при различных избытках воздуха α [12].

По рис. 6.2 в интервале температур $1750\text{—}1950^\circ\text{C}$, которым характеризуется ядро факела мощных котлов, при содержании кислорода $\text{O}_2 = 0,5 \div 2\%$ концентрация NO около 0,1 %. На самом деле концентрация NO равна 0,02—0,03 %, что указывает на то, что процесс лимитируется кинетикой горения [12].

Поступающий с дымовыми газами котлов в атмосферу NO окисляется до NO_2 и, вступая в реакцию с атмосферной влагой, выпадает с осадками в виде чрезвычайно слабого раствора HNO_3 или растворяется в водоемах земной поверхности.

Диоксид азота

Диоксид азота NO_2 — бурый газ с ядовитым запахом. При нормальном давлении температура кипения жидкого NO_2 21°C . При низких температурах NO_2 полимеризуется, превращаясь в N_2O_4 .

Образование NO_2 идет по реакции $2\text{NO} + \text{O}_2 = 2\text{NO}_2 + 124 \text{ кДж}$. Реакция экзотермическая — стремится к заверше-

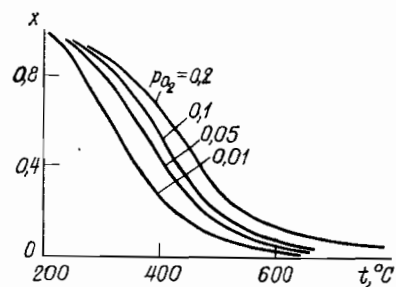


Рис. 6.4. Зависимость $x = \text{NO}_2/(\text{NO}_2 + \text{NO})$ от температуры t при различных концентрациях кислорода p_{O_2} [12].

нию с понижением температуры. Термодинамическое равновесие реакции окисления NO определяется выражением

$$K = \frac{(\text{NO})^2 \text{O}_2}{(\text{NO}_2)^2}, \quad (6.17)$$

где K — константа равновесия реакции; NO, O_2 , NO_2 — парциальные давления газов или их концентрации.

Константа равновесия реакции зависит только от температуры и может быть найдена из выражения

$$\ln K = -5749/T + 1,75 \ln T - 0,0005T + 2,839. \quad (6.18)$$

В соответствии с термодинамическим равновесием концентрации NO_2 можно вычислить по формуле

$$\text{NO}_2 = \text{NO} \sqrt{\text{O}_2/K}, \quad (6.19)$$

где NO и O_2 — концентрации оксида азота и кислорода.

На рис. 6.4 представлена зависимость $x = \text{NO}_2/(\text{NO}_2 + \text{NO})$ — степени окисления NO в NO_2 (исходя из термодинамического равновесия) при разных парциальных давлениях кислорода p_{O_2} от температуры t , выполненная А. К. Внуковым. Из номограммы видно, что при температуре выше 800 °C равновесная смесь должна состоять преимущественно из NO, при температуре ниже 200 °C — из NO_2 . В интервале температур 200—800 °C NO и NO_2 могут сосуществовать в соизмеримых количествах. Увеличение p_{O_2} действует в направлении доокисления NO. Две нижние кривые соответствуют равновесию продуктов сгорания в котле, верхняя — в атмосфере.

Рассмотренная выше зависимость, как и формулы (6.17) и (6.19), не дают представления о времени протекания реакции. Скорость протекания реакции определяется кинетикой химической реакции.

Так, скорость образования диоксида азота

$$v_{\text{NO}_2} = \frac{d(\text{NO}_2)}{d\tau} = k \text{NO}^2 \text{O}_2, \quad (6.20)$$

Таблица 6.1
ЗНАЧЕНИЯ КОНСТАНТ СКОРОСТИ ХИМИЧЕСКОЙ РЕАКЦИИ $2\text{NO} + \text{O}_2 = 2\text{NO}_2$ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ТЕМПЕРАТУР

$t, ^\circ\text{C}$	$k_c, 10^4 \text{ моль/л}$	$k_p, \text{ кгс/см}^2$	$k_1, \%$
0	3,48	69,3	0,00693
30	2,65	42,8	0,00428
60	2,18	29,2	0,00292
100	1,80	19,5	0,00195
140	1,55	13,5	0,00135
200	1,31	8,71	0,00871
240	1,21	6,83	0,00683
300	1,12	5,13	0,00513
340	1,10	4,34	0,00434
390	1,08	3,66	0,00366

где k — коэффициент пропорциональности, равный скорости протекания реакции при условии, что концентрации NO и O_2 равны 1, и называемый константой скорости реакции.

При определении и написании v_{NO_2} , так же как и констант равновесия реакций [формулы (6.17) и (6.19)], концентрации записываются со степенями, соответствующими их стехиометрическим коэффициентам (количествам молекул, участвующих в реакции). Сумма стехиометрических коэффициентов — порядок реакции. Так, реакция образования NO_2 — третьего порядка.

Для удобства технических расчетов В. И. Атрощенко [12] дает три системы констант скорости химической реакции окисления NO кислородом при различных температурах (табл. 6.1).

В пределах $t = 20 \div 300 ^\circ\text{C}$

$$k_p = 4,2 \frac{705 - t}{36 + t}. \quad (6.21)$$

Связь между временем доокисления NO в NO_2 от степени доокисления α выражается уравнением

$$k\tau = \frac{\alpha}{ab(1 - \alpha)}, \quad (6.22)$$

где a — начальная концентрация NO; b — начальная концентрация O_2 ; $\alpha = y/a$ — степень окисления NO в NO_2 (y — уменьшение концентрации O_2 за время τ).

Пусть $a = \text{NO} = 0,02 \%$, $b = \text{O}_2 = 3 \%$; зададимся степенью окисления NO в NO_2 $\alpha = 0,1$. Тогда

$$\tau = \frac{\alpha}{ab(\alpha - 1)k} = \frac{0,1}{0,02 \cdot 3 \cdot 0,9 \cdot 0,000871} = 2120 \text{ с (при } 200 ^\circ\text{C)}.$$

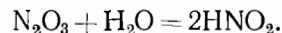
Из примера расчета видно, что даже при степени окисления $\alpha=0,1$ при 200 °С потребуется 2120 с, т. е. в газовом тракте котлов NO_2 практически не образуется. Образование NO_2 из NO происходит в атмосфере воздуха за дымовой трубой.

Прочие оксиды азота

Гемииоксид азота N_2O — бесцветный, не имеющий запаха газ, кипящий при 0 °С и 3 МПа. При нормальных условиях в 1 объеме воды растворяется 1,3 объема N_2O . Термическая неустойчивость и ярко выраженные окислительные свойства делают появление закиси азота в продуктах сгорания котлов маловероятным.

Димер диоксида азота N_2O_4 (тетраоксид) получается в результате экзотермической полимеризации молекул NO_2 . Реакция идет с выделением тепла: $2\text{NO}_2 = \text{N}_2\text{O}_4 + Q$. Поскольку парциальное давление NO_2 в дымовых газах даже в случае полного окисления NO в NO_2 имеет порядок 10^{-5} МПа, содержание N_2O_4 при 130 °С не должно превышать $2 \cdot 10^{-8} \%$ (в соответствии с константой термодинамического равновесия реакции), и поэтому не заслуживает внимания при исследовании токсичных выбросов с дымовыми газами котлов.

Триоксид азота N_2O_3 — темно-синяя жидкость, чистые пары которой конденсируются при атмосферном давлении при температуре 3,5 °С. Триоксид азота соответствует азотистой кислоте HNO_2 :



Константа равновесия реакции $k = \text{NONO}_2(\text{N}_2\text{O}_3)^{-1}$. В зависимости от температуры k принимает следующие значения:

$t, ^\circ\text{C}$	5	15	25	35	45
k	0,595	1,082	1,916	3,097	5,193

Так как концентрации NO_2 в дымовых газах менее 10^{-4} кгс/см², то такой же порядок имеет отношение $\text{N}_2\text{O}_3/\text{NO}$, поскольку $\text{N}_2\text{O}_3/\text{NO} = \text{NO}_2/k$, т. е. концентрации N_2O_3 очень малы, чтобы с ними считаться при исследовании токсичных выбросов котлов.

Определение концентраций NO_x в дымовых газах котлов производят по ОСТ 51.135—85 двумя способами, различающимися методами отбора проб газа и обработки результатов анализа. Первый способ предусматривает применение эвдиометра, второй — вакуумированных пипеток. Оба способа основаны на использовании цветной избирательной реакции между нитритами и индикаторным реактивом Грисса с образованием азокрасителя. Индикаторный реактив Грисса используется как по-

глотитель и проявитель оксидов азота. Оксид азота переводится в диоксид путем предварительного окисления.

Интенсивность окраски азокрасителя, зависящую от концентрации диоксида азота, определяют на фотоэлектроколориметре в видимой области спектра 520 мм (зеленый светофильтр). Реактив Грисса — раствор сульфаниловой кислоты и 1-нафтиламина в разбавленной уксусной кислоте; с нитрит-ионом дает красное окрашивание.

§ 6.3. МЕТОДЫ БОРЬБЫ С ВРЕДНЫМИ ВЫБРОСАМИ В АТМОСФЕРУ

Для снижения концентраций SO_2 и SO_3 , выбрасываемых с продуктами сгорания котлов в атмосферу, на ТЭС применяются жидкие присадки, вводимые в систему мазутного хозяйства. В нашей стране применяются жидкие присадки — органическая ВНИИНП-106 и минеральная ВТИ-4ст на основе минерала бишофита, содержащего хлористый магний MgCl_2 . В жидком виде присадка ВТИ-4ст из баков приготовления и хранения насосами-дозаторами подается на всас мазутных насосов второго подъема [45].

Атомарный магний, образующийся в процессе горения при испарении и термическом разложении хлористого магния, в конвективных газоходах, взаимодействуя с парами сернистой и серной кислот, превращается в сернистый и серноокислый магний, которые частично откладываются на «холодных» хвостовых поверхностях нагрева, образуя рыхлые отложения, и частично выбрасываются с продуктами сгорания в атмосферу. Хлор адсорбируется отложениями и вступает с ними в химические соединения. Содержание его в дымовых газах не превышает $2 \cdot 10^{-4}$ об. %.

С этой же целью иногда в топку котлов вводят порошкообразный известняк. Компанией «Esso Res. Centre» (Великобритания) [52] разработаны способы сжигания мазута в кипящем слое с добавлением известняка. Способ позволяет снизить SO_2 в продуктах сгорания на 95—99 %. Твердые частицы из продуктов сгорания за котельной установкой сепарируются в циклонах. Способ реализован на промышленных ТЭС США и показал высокую эффективность. При данном способе сжигания снижается также по сравнению с обычными методами содержание соединений ванадия и натрия на 95 и 50 % соответственно.

Увеличение мощности горелок приводит к увеличению образования NO_x , поэтому на котлах в настоящее время не нашли применения горелки с пропускной способностью по мазуту более 9 т/ч.

С увеличением нагрузки котла — с повышением температурного уровня в топке — концентрация NO_x в дымовых газах возрастает. На котле ТГМЕ-206 ($D=670$ т/ч) ст. № 2 Вильнюсской

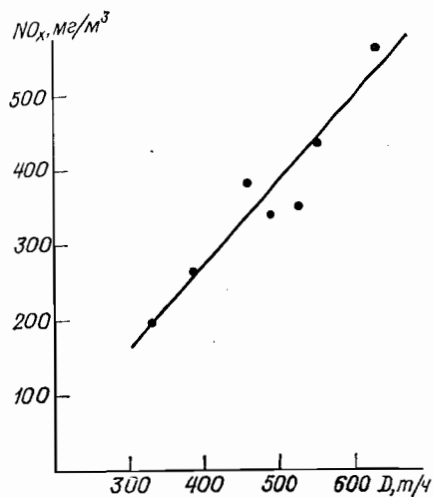


Рис. 6.5. Зависимость концентрации NO_x от нагрузки котла D , полученная на котле ТГМЕ-206 ст. № 2 Вильнюсской ТЭЦ-3.

ТЭЦ-3 автором была получена прямолинейная зависимость концентрации NO_x от нагрузки (рис. 6.5) при $\alpha_{пп}'' = 1,025$ и с увеличением степени рециркуляции дымовых газов со снижением нагрузки с 17 до 41 %.

Снижение температуры газов в зоне горения с интенсификацией процесса и вследствие этого снижение образования NO_x могут быть достигнуты при сжигании водомазут-

ных эмульсий. Водомазутные эмульсии приготавливают в ультразвуковых эмульгаторах. При сжигании водомазутных эмульсий из-за дополнительного дробления капель за счет мгновенного испарения влаги и разрыва капель (микровзрывов) диаметр капель жидкого топлива резко уменьшается — до 2—5 мкм. Снижение температуры горения в результате добавления влаги, укорочение факела и сокращение времени пребывания капель мазута в высокотемпературной зоне за счет уменьшения размеров капель резко снижает эмиссию NO_x . Так, добавление 5—10 % химически очищенной или питательной воды уменьшает образование NO_x более чем вдвое. Однако сжигание топливной эмульсии, содержащей 10 % воды, приводит к снижению КПД котлоагрегата примерно на 0,7 %; большее количество воды в топливе не приводит к существенному снижению NO_x .

Уменьшение эмиссии NO_x может быть достигнуто впрыскиванием воды в воздушные каналы горелок или в воздухопроводы за регенеративным воздухоподогревателем. Вода может быть заменена паром или пароводяной смесью. На котле БКЗ-320-140ГМ [10] вода в количестве 6—8 % от расхода мазута впрыскивалась через диспергаторы в воздушные каналы подовых горелок. Это мероприятие уменьшило выбросы NO_x в атмосферу с продуктами сгорания примерно на 30 %, при этом КПД котла уменьшился за счет потерь тепла с уходящими газами на 0,5 %. На котле ТГМП-114 (двухкорпусном) [15] производительностью по первичному пару 475 т/ч при вводе во вторичный воздух 1 % влаги от паропроизводительности котла наблюдалось уменьшение NO_x на 10—12 %, а при вводе 2 % влаги — на 25 %. Эффект наблюдался одинаковый как при

подаче воды, так и пара или пароводяной смеси. Увеличение подачи большего количества влаги в обоих случаях [10, 15] не приводило к дальнейшему уменьшению содержания NO_x . При вводе указанного количества влаги температура ядра факела уменьшается на 30—40 °С. Столь незначительное уменьшение температуры не может существенно уменьшить эмиссию NO_x . Авторы объясняют эффект изменением кинетики процесса горения.

Оксиды азота в топочном пространстве образуются как за счет содержания азота в топливе, так и за счет азота воздуха, поступающего на горение. Эмиссия NO_x увеличивается пропорционально содержанию азота в топливе. Увеличение размеров капель распыленного жидкого топлива уменьшает образование NO_x как топливных, так и термических (при затягивании горения со снижением температурных уровней по высоте топочной камеры).

Образование топливных NO_x в большей степени зависит от концентрации кислорода в зоне горения, чем от температуры топочного процесса. Снижение NO_x за счет уменьшения α уже практически невозможно: котлы ТЭС работают с $\alpha = 1,01 \div 1,03$. Поэтому нашли применение рециркуляция дымовых газов и двухстадийное сжигание топлива. В обоих случаях снижение выхода NO_x достигается снижением как температурного уровня топочного процесса, так и концентрации кислорода в зоне горения. Оба способа реализуются за счет увеличения высоты топочной камеры. Часто эти способы используются одновременно. Недостатком рециркуляции кроме затягивания факела является снижение КПД котлоагрегата. При рециркуляции дымовых газов продукты сгорания из конвективной шахты чаще всего подаются в периферийные каналы горелок.

На котле ТГМЕ-206 ст. № 2 Вильнюсской ТЭЦ-3 при расположении 12 горелок в два яруса на задней стене топочной камеры и подаче газов рециркуляции в периферийные каналы горелок вместе с воздухом увеличением рециркуляции на 12 % было получено снижение содержания NO_x в дымовых газах на 14 % (рис. 6.6).

При двухстадийном сжигании в зону горения (в горелки) воздух подается в количестве, недостаточном для сжигания топлива полностью при $\alpha = 0,65 \div 0,85$. Остальное количество воздуха подается через сопла (шлицы) несколько выше горелок — за зоной выжигания его в первой ступени. При ступенчатом сжигании диаметр капель распыленного жидкого топлива (дисперсность распыливания) мало влияет на образование NO_x .

На котле ТП-87 Минской ТЭЦ-3 с подовыми горелками [13] при сжигании мазута М100 при рециркуляции дымовых газов до 12 % (рециркулируемые газы вводились в общий воздушный короб горелок и по периферии каждой горелки) достигнуто

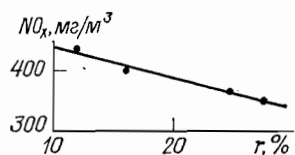


Рис. 6.6. Зависимость концентрации NO_x от степени рециркуляции газов r на нагрузках $D=530\div 550$ т/ч, полученная на котле ТГМЕ-206 ст. № 2 Вильнюсской ТЭЦ-3.

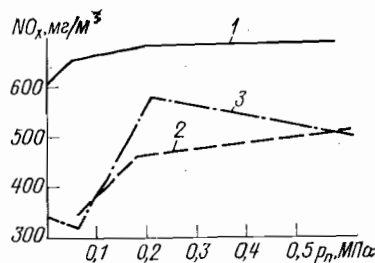


Рис. 6.7. Зависимость концентрации NO_x от давления пара p_p на распыливание топлива.

1 — $D=590$ т/ч, $\alpha_{пп}''=1,05$, $r=0$; 2 — $D=570$ т/ч, $\alpha_{пп}''=1,04$, $r=14,2\%$; 3 — $D=395$ т/ч, $\alpha_{пп}''=1,12$, $r=30,7\%$.

снижение образования NO_x на 39 %, а при совместных мероприятиях — рециркуляции и двухстадийном сжигании — на 52 % (рециркуляция — 12 %, острое дутье — 20 %).

Бытует мнение, что подача пара в паромеханические форсунки снижает содержание NO_x в дымовых газах. На котле ТГМЕ-206 ст. № 2 Вильнюсской ТЭЦ-3 был получен обратный эффект: при снижении давления распыливающего пара до 0,05—0,06 МПа (или при прекращении подачи пара в форсунки) при давлениях топлива более 1 МПа концентрация NO_x в дымовых газах снижалась в среднем на 24 %. Этот эффект имел место до нагрузок $0,9 D_{\text{ном}}$ из-за обужения топливного факела форсунк паром и ухудшения качества распыливания — с более длительным пребыванием крупных капель топлива в высокотемпературной зоне и более высоким образованием топливных NO_x , связанных с содержанием азота в топливе. При $D > 0,9 D_{\text{ном}}$ эффект не наблюдался. На рис. 6.7 показаны зависимости содержания NO_x в дымовых газах при ступенчатом изменении давления пара на форсунки в трех разных режимах работы котла. Слишком повышенные уровни NO_x в двух опытах (линии 1 и 3) по сравнению с рис. 6.5 объясняются различием в избытках воздуха в режимном сечении $\alpha_{пп}''$ и в степени рециркуляции дымовых газов.

В общем случае при изменении технологии сжигания топлива и использовании рециркуляции, двухстадийного сжигания, ввода влаги в зону горения или сжигания водомазутных эмульсий может быть достигнуто уменьшение эмиссии NO_x на 80 %.

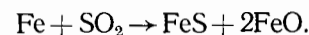
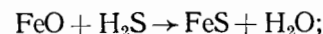
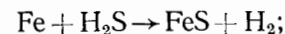
Для улавливания NO_x за котельным агрегатом устанавливают специальные устройства. Несмотря на высокую эффективность они пока не нашли широкого применения из-за их высо-

кой стоимости. Одна из японских компаний [50] оборудовала котел мощностью 700 МВт высокоэффективным каталитическим реактором для улавливания NO_x . Газом-восстановителем в реакторе является аммиак NH_3 . Температура газов на входе в реактор не выше 300 °С. Производительность каталитического реактора $1,96 \cdot 10^6$ м³/ч, а КПД 80 %.

§ 6.4. ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНАЯ КОРРОЗИЯ

Высокотемпературной коррозии подвергаются НРЧ (нижняя радиационная часть) прямоточных котлов на закритических параметрах пара и конвективные пароперегреватели в области температур дымовых газов 570—800 °С при температуре металла труб 520—530 °С и выше. Разрушение металла в обеих зонах происходит из-за коррозионного воздействия газовой среды на металл труб, однако коррозия НРЧ в топке (особенно подвержены ей боковые экраны топки на уровне горелок) происходит в восстановительной среде, в то время как коррозия пароперегревателя осуществляется в окислительной среде при наличии свободного кислорода.

Существуют две теории коррозии труб НРЧ: сульфидная и сульфатная. Для развития сульфидной коррозии необходимо, чтобы концентрация SO_3 в дымовых газах была более 0,01 об. %, в то время как в восстановительной среде, характерной для зоны расположения НРЧ, концентрация SO_3 в 100 раз ниже [40]. Сульфидная теория основывается на образовании свободной серы по реакции $\text{SO}_2 + \text{C} = \text{S} + \text{CO}_2$ в присутствии свободного углерода при температуре газов выше 1000 °С и сероводорода по реакции $\text{H}_2 + \text{S} \rightleftharpoons \text{H}_2\text{S} + 20,96$ кДж/моль (реакция идет при температуре газов выше 400 °С). В пристенной зоне происходят реакции сероводорода и сернистого ангидрида с железом и оксидом железа:



Диффузия этих газов через отложения на трубах и оксидную пленку приводит к коррозии труб с образованием сульфида железа. На боковых экранах НРЧ котла ПК-41-1 было обнаружено коррозионное «пятно» с центром на уровне горелок. В центре пятна — области максимальной коррозии — наблюдалась максимальная концентрация сероводорода 0,01—0,2 %, на границе пятна концентрация составляла 0,005 % и менее, за пределами пятна — 0,0001 %. Во всех пробах отложений присутствовал сульфид железа FeS с максимальным содержанием его в центре пятна, за пределами пятна он не обнаружен.

Было обнаружено, что коррозия протекает при температуре металла менее 600 °С, так как в пробах присутствует $\text{NaFe}(\text{SO}_4)_2$, разлагающийся при температуре выше 600 °С.

Несмотря на то что FeS в пробах обнаружено меньше, чем FeO и Fe_2O_3 (сульфид железа наблюдался непосредственно у металла труб, а за ним, с наружной стороны — оксиды железа), ряд исследователей полагают, что разрушающим фактором является взаимодействие Fe и H_2S . Подтверждением является то, что скорость коррозии пропорциональна концентрации сероводорода в дымовых газах у металла труб и содержанию сульфида железа в продуктах коррозии.

В реальных условиях высокотемпературная сульфидная коррозия протекает под действием многих факторов, основными из которых являются: концентрация сероводорода в дымовых газах около металла труб, температура дымовых газов, температура стенки металла. На интенсивность коррозии влияют вид топлива, структура металла труб, состав и параметры топочных газов у экранов, состав и структура отложений, конструктивные параметры топочно-горелочных устройств. Снижение концентрации H_2S , а также восстановительной способности топочных газов резко уменьшает скорость коррозии. Снижение температуры дымовых газов в пристенной области уменьшает вероятность протекания реакций их с оксидной пленкой, снижает скорость диффузии топочных газов через отложения и уменьшает глубину проникновения в отложения.

Высокотемпературная коррозия НРЧ может быть снижена улучшением структуры металла или нанесением на него специальных защитных покрытий, а также воздействием на протекание коррозии с ее максимальным подавлением факторами технологического порядка (имеются в виду факторы технологии сжигания топлива). Так, на металл труб НРЧ могут быть нанесены покрытия из оксидов или сульфидов металлов. Из оксидов повышенной стойкостью и малой проницаемостью обладают Al_2O_3 , SiO_2 , Cr_2O_3 . При определенных условиях они тоже разрушаются. Так, Cr_2O_3 при температуре выше 1000 °С склонен к сублимации, а Al_2O_3 отслаивается при резком изменении температуры.

Для уменьшения высокотемпературной коррозии могут быть применены следующие мероприятия:

1) легирование стали труб следующими элементами: Al , Cr , Mg , Ti , Si . Однако этот способ дорогой; так, например, требуется содержание Cr около 13 %;

2) применение покрытий из тех же металлов для образования сульфидной пленки;

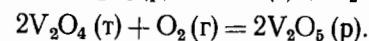
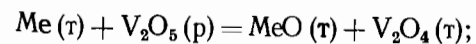
3) применение рециркуляции дымовых газов для снижения их температуры в пристенной области;

4) увеличение избытков воздуха в зоне НРЧ; при $\alpha > 1,1$ сероводород практически отсутствует;

5) ввод пара в зону коррозии.

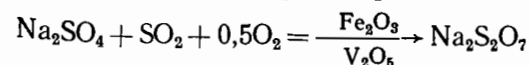
Коррозия конвективных пароперегревателей тоже происходит под воздействием газовой среды на металл, однако процесс идет при избыточном кислороде. Окисление металла кислородом многократно ускоряется в присутствии соединений ванадия и натрия, входящих в состав отложений и являющихся катализаторами. Оксид ванадия V_2O_5 в присутствии щелочей является сильнейшим катализатором окисления металла кислородом. Сам оксид ванадия металл не окисляет, и при отсутствии кислорода коррозия не наблюдается. С другой стороны активным стимулятором высокотемпературной коррозии являются соединения серы, особенно система $\text{SO}_2\text{—SO}_3\text{—O}_2$. Сульфаты, являясь активными катализаторами коррозии, образуют с соединениями ванадия в дымовых газах легкоплавкие эвтектики, оседающие на трубах и засоряющие пакеты пароперегревателей с образованием твердых прочных отложений, снижающих интенсивность теплообмена.

По одной из гипотез коррозионного воздействия оксида ванадия V_2O_5 , находящегося в расплавленном состоянии, он вступает в реакцию с металлом труб с образованием оксида металла и неустойчивого, тугоплавкого тетраоксида ванадия, который в свою очередь, вступая в реакцию со свободным кислородом, восстанавливается в V_2O_5 . Вновь образованный V_2O_5 разрушает оксидную пленку труб, обнажает поверхность металла для дальнейшего окисления. Процесс идет непрерывно, пока к стенке поступает кислород, по реакциям



С другой стороны, большую роль в высокотемпературной коррозии играет сера в топливе с некоторыми компонентами золы, образуя сульфаты, которые, восстанавливаясь на поверхностях нагрева с образованием сульфида никеля, вызывают коррозию сталей с большим содержанием никеля.

Сульфаты щелочных металлов в присутствии SO_2 , O_2 и V_2O_5 (как катализатора), образуют пиросульфат



— термически не стойкое и легкоплавкое соединение, разъедающее сталь и оксиды. Наличие пиросульфата приводит к значительной коррозии уже при температуре 600 °С, особенно в присутствии SO_3 и O_2 . Коррозия максимальная при температуре газов 700—750 °С. При температурах газов более 650 °С корро-

зии подвержены стали как ферритного класса, так и аустенитного; коррозии подвергаются подвески, дистанционные гребенки, трубы пароперегревателей при высокой температуре перегретого пара.

При отношении в эвтектиковых отложениях на трубах $V_2O_5/Na_2SO_4=87/13$ или $V/Na=12$ происходит максимальная коррозия стали ЭА1Т при температурах газов 625—800 °С с образованием ванадата натрия. Хромоникелевые сплавы более стойки против ванадиевой коррозии, чем высоколегированные стали аустенитного класса 1Х18Н9Т и ЭИ-612: скорость коррозии у них в 10 раз меньше.

Уменьшение избытков воздуха способствует снижению высокотемпературной коррозии пароперегревателей, так как способствует образованию тугоплавких композиций — оксидов ванадия и натрия в большом количестве, имеющих высокую температуру плавления. По данным В. Хансена [40], обобщившего опыт работы десяти котлов с избытками воздуха на выходе из топки $\alpha_r''=1,01\div 1,02$ ($O_2=0,5\%$), высокотемпературная коррозия пакетов пароперегревателя уменьшилась в 10 раз по сравнению с работой этих же котлов с $\alpha_r''=1,15$, а по данным Ф. Глаубитца, при работе котла с $O_2=0,2\div 0,3\%$ на высокосернистом мазуте коррозия не была обнаружена в течение 16 000 ч.

§ 6.5. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНАЯ КОРРОЗИЯ

Сера, содержащаяся в мазуте, при сгорании в топке окисляется в SO_2 и в значительно более малых количествах — в SO_3 . В зоне высоких температур, вблизи горелок происходит окисление SO_2 атомарным кислородом, затем с увеличением расстояния от горелок за счет диссоциации происходит некоторое уменьшение концентрации SO_3 . Имеющиеся в золе мазута оксиды ванадия и железа могут каталитически активно влиять на образование SO_3 из SO_2 при низких температурах — до 400 °С.

Наличие в дымовых газах паров H_2O и SO_3 приводит к образованию паров серной кислоты H_2SO_4 , которые, конденсируясь при температуре ниже точки росы, подвергают металл хвостовых поверхностей нагрева коррозии. В котлах малой мощности коррозии подвергаются трубы водяного экономайзера, в котлах средней и большой мощности — воздухоподогреватели, являющиеся замыкающей поверхностью нагрева котлоагрегатов. Скорость коррозии достигает $1,2\text{ г}/(\text{м}^2\cdot\text{ч})$ при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_r=1,15\div 1,25$ и температуре металла хвостовых поверхностей 100—110 °С. Средством снижения низкотемпературной коррозии является понижение α_r'' . Так, уже при $\alpha_r''=1,02\div 1,03$ и температуре металла 90 °С скорость коррозии снижается до $0,35\text{ г}/(\text{м}^2\cdot\text{ч})$

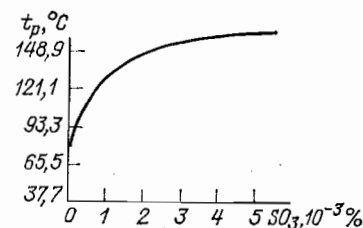


Рис. 6.8. Зависимость температуры точки росы t_p от содержания SO_3 в дымовых газах [8].

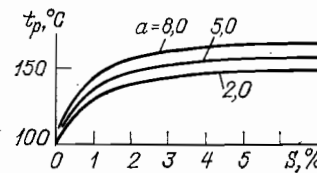


Рис. 6.9. Зависимость температуры точки росы t_p от содержания серы в топливе [8].

a — количество общей серы, перешедшей в SO_3 .

[11]. Далее с понижением температуры металла наступает снижение скорости коррозии за счет уменьшения скорости химической реакции, связанного с понижением температуры и увеличением концентрации H_2SO_4 , затем скорость коррозии резко увеличивается из-за конденсации паров H_2O и уменьшения концентрации H_2SO_4 . Точка росы паров серной кислоты зависит от парциального давления SO_3 в дымовых газах (рис. 6.8). В пары H_2SO_4 переходит лишь незначительная часть SO_3 , поэтому защита хвостовых поверхностей необходима как при сжигании высокосернистых мазутов, так и с содержанием серы более 0,3—0,4 %. Так, на ряде электростанций Средней Азии при сжигании мазутов с содержанием серы 0,4 % срок службы хвостовых поверхностей нагрева сокращался до 1,5—2 лет [40]. Значительное повышение температуры точки росы наблюдается при сжигании мазута с содержанием серы выше 0,5 % (рис. 6.9). Каждый процент серы при повышении ее с 1 до 5 % дает повышение температуры точки росы примерно на 4 °С [8]. Температура точки росы практически перестает зависеть от содержания серы менее 0,2 %. С увеличением избытков воздуха в дымовых газах температура точки росы увеличивается.

Количество сконденсированной серной кислоты зависит как от температуры поверхности металла, так и от концентрации H_2O и SO_3 в дымовых газах. Наиболее интенсивная конденсация паров H_2SO_4 наблюдается в интервале температур 105—138 °С (рис. 6.10). Выше 140 °С пары H_2SO_4 находятся в перегретом состоянии, ниже 105—110 °С пары H_2SO_4 находятся в дымовых газах в виде аэрозоли, частично сорбируемой сажаемыми отложениями на поверхности нагрева и частично удаляемой с дымовыми газами в дымовую трубу. Максимальная скорость коррозии наблюдается в зонах с температурой поверхности 105—120 °С. В этой зоне концентрация конденсата H_2SO_4 составляет 60—70 %, что соответствует наибольшей

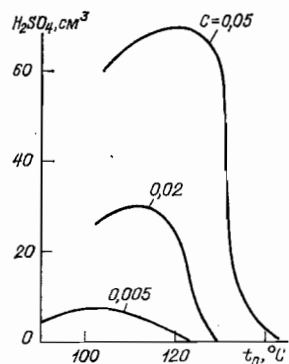


Рис. 6.10. Зависимость количества выпадающей H_2SO_4 от температуры поверхности металла t_n [8].

C — содержание паров H_2SO_4 на сухой газ, об. %.

агрессивной способности H_2SO_4 . В коррозионной зоне с температурой поверхности 80 — $90^{\circ}C$ происходит снижение коррозии до минимума из-за уменьшения скорости химической реакции при понижении температуры и накоплении H_2SO_4 . В зоне с температурой поверхности ниже $80^{\circ}C$ наблюдается дальнейшее резкое

увеличение скорости коррозии из-за конденсации паров H_2O и уменьшения концентрации H_2SO_4 до 65 — 56% с увеличением агрессивной способности раствора кислоты.

В зонах с низкотемпературной коррозией имеют место липкие отложения составляющих золы топлива. При содержании золы в топливе до $0,05\%$ снижение удельной производительности котлов из-за налипания составляющих золы, приводящего к увеличению сопротивления и снижению теплопередачи хвостовых поверхностей, мало. При более высоком содержании золы в топливе интенсивность заноса растет пропорционально зольности топлива. Так, на котлах ТГМ-84 из-за заноса РВП (регенеративного вращающегося воздухоподогревателя) при зольности мазута $A_p=0,22\%$ производительность котлов понизилась за 1000 ч работы на 18 — 27% [40]. Паровая обдувка РВП благоприятно влияет на потерю массы металла набивки, уменьшая скорость коррозии, в то время как водная промывка, наоборот, увеличивает потерю массы металла набивки РВП.

Процесс низкотемпературной коррозии происходит в два этапа: конденсация паров H_2SO_4 при температуре внешних отложений ниже точки росы паров H_2SO_4 и проникновение раствора кислоты через слой отложений к металлу (взаимодействие кислоты с металлом с образованием сернокислого, окисного и закисного железа). На скорость коррозии влияет множество неоднозначно действующих на процесс факторов, а именно: количество выпадающей H_2SO_4 и ее концентрация в пленке, температура и состав дымовых газов, характер и состав отложений, аэродинамические факторы, состав металла и принятый способ его защиты, в свою очередь многие из которых зависят от качества сжигаемого топлива, режима его сжигания, нагрузки парогенератора и его конструктивных особенностей.

Отложения золы на поверхностях нагрева действуют по-разному в зависимости от температуры. При температуре отложений выше точки росы золотые отложения (будучи гигро-

скопичными) адсорбируют свободную H_2SO_4 , находящуюся в парообразном состоянии, и становятся коррозионно-агрессивными, однако скорость коррозии невелика (коррозия экономайзеров и верхних ступеней воздухоподогревателей); коррозия активизируется в данном случае при растопках и низких нагрузках. При температуре отложений ниже точки росы зола адсорбирует серную кислоту и серный ангидрид, при этом содержание SO_3 непостоянно и возможна его десорбция при колебании температуры, в связи с чем может меняться как температура точки росы, так и скорость коррозии. Влияет на коррозию агрессивно также конденсация паров сернистой кислоты H_2SO_4 , зависящая от концентрации паров H_2O , SO_2 и температуры поверхности.

К методам подавления низкотемпературной коррозии относятся: сжигание мазута с малыми и предельно малыми избытками воздуха, применение нейтрализующих присадок, использование кислотостойких покрытий и выполнение поверхностей нагрева из коррозионно-стойких материалов, организация регулярных очисток поверхностей нагрева от агрессивных отложений. Перечисленные методы применяются как независимо друг от друга, так и в комплексе.

На котле ТГМ-151 после проведения ряда мероприятий по улучшению качества сжигания ВТИ (А. И. Дворецким, Ю. П. Енякиным и М. П. Зайцевой) [40] удалось достичь качественного сжигания с избытком воздуха за топкой и пароперегревателем — $\alpha''_T=1,01 \div 1,02$, $\alpha''_{пп}=1,02 \div 1,03$. За 1280 ч работы при средней нагрузке котлоагрегата 190 т/ч экраны, пароперегреватель и экономайзер не подвергались очистке, РВП ежедневно обдувался паром, при этом температура перегретого пара стабильно поддерживалась $510^{\circ}C$, температура дымовых газов за экономайзером поднялась на $10^{\circ}C$, температура уходящих газов не изменилась и составляла $150^{\circ}C$, сопротивление воздухоподогревателя также не изменилось. Данный пример говорит о перспективности сжигания мазута с точки зрения подавления низкотемпературной коррозии с малыми и предельно малыми избытками воздуха.

КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И СХЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ

§ 7.1. ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И АППАРАТУРА ДЛЯ КОНТРОЛЯ И АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРИ СЖИГАНИИ МАЗУТА С МАЛЫМИ И ПРЕДЕЛЬНО МАЛЫМИ ИЗБЫТКАМИ ВОЗДУХА

Котлы, переводимые в режим с предельно малыми избытками воздуха, должны оснащаться следующими специальными приборами [36]:

- кислородомерами МН-5106М или МГК-14 со шкалой 0—1 % (по два комплекта на корпус); приборы МН-5106М могут быть использованы в качестве датчиков для автоматической коррекции воздушного режима по содержанию кислорода в дымовых газах;

- дымомерами ДМП-205М с регистрацией;

- измерителями химической неполноты сгорания ХН-1М;

- измерителями концентрации сажистых частиц (ИКСЧ), разработанными УралВТИ; принцип действия ИКСЧ основан на измерении полного ослабления потока лучистой энергии сажистыми частицами в ближней инфракрасной области спектра, в которой поглощение и рассеяние энергии частицами определяются только их концентрацией и не зависят от их размеров, а также отсутствуют поглощение и излучение трехатомных газов;

- малоинерционными сигнализаторами избытка воздуха электрохимическими (СИБЭ), разработанными Уралтехэнерго. СИБЭ выполнен на принципе использования зависимости ЭДС, возникающей в электрохимической цепи с твердым электролитом и газовыми электродами, от концентрации кислорода в газовых смесях, подаваемых на электроды. При подаче на один из электродов газа с известным парциальным давлением кислорода (эталонного газа) значение ЭДС датчика при заданной температуре однозначно определяется парциальным давлением кислорода в анализируемом газе, подаваемом на другой электрод. В состав СИБЭ входят собственно датчик, включающий в себя чувствительный элемент и печь сопротивления для стабилизации температуры, а также блок питания печи сопротивления. Управление блоком питания при автоматическом регулировании температуры может осуществляться с помощью серийной аппаратуры регулирования;

- расходомерами мазута в комплекте с указывающими приборами для каждой горелки (в дополнение к общему расходомеру на котел и расходомеру на линии рециркуляции). В качестве измерительного устройства следует применять диафрагму типа «цилиндрическое сопло»;

- расходомерами общего воздуха по сторонам котла;

- измерителями давления в общем коробе;

- устройством для дифференциального измерения температуры воздуха и газа (индикатором воспламенения сажи) в каждом РВП и в каждой ступени трубчатого воздухоподогревателя в комплекте с одним регистрирующим и одним сигнализирующим вторичными приборами;

- измерителями температур горячего воздуха и уходящих газов;

- измерителями давления мазута перед каждой горелкой и давления мазута за регулирующим клапаном;

- измерителями давления пара перед форсунками;

- измерителем температуры мазута перед котлом;

- измерителями давления воздуха перед горелками с установкой на местном щите индивидуальных вторичных приборов и дублирующего прибора у привода регулирующего органа.

У цеха наладки ТЭС должны иметься в наличии хроматограф «Газохром 3101» и индикаторные трубки на СО и Н₂С.

Автоматическая система регулирования (АСР) процесса горения должна обеспечивать:

- а) минимальную амплитуду отклонения избытков воздуха — не более чем на 1 % (0,2 % по О₂) при изменении коэффициента избытка воздуха на 10 %;

- б) высокую точность поддержания заданного α при постоянной нагрузке с отклонением не более 0,5 % (0,1 % по О₂).

Для этого необходимо выполнение следующих требований:

- диапазоны регулирования должны иметь запас по расходу 5 % относительно верхней и нижней границ;

- допустимая нелинейность характеристик не должна превышать 20 %;

- время сервомоторов и характеристики регулирующих органов должны быть такими, чтобы скорости изменения расходов воздуха и топлива в регулирующем режиме различались не более чем на 10 %;

- значение люфта в регулирующем органе не должно превышать 1 % хода;

- тормозная система не должна допускать выбега более 0,5 % хода клапана;

- время сервомотора и исполнительных механизмов регулирующих органов топлива, воздуха и разрежения должно быть не менее 100 с.

Автоматическая система регулирования процесса горения газомазутного котла должна включать в себя регуляторы расхода топлива и воздуха, разрежения, температуры или вязкости мазута, а также давления распыливающего пара (в случае применения паромеханических форсунок). Регуляторы температуры или вязкости мазута выполняются одноимпульсными, с воздействием на расход греющего мазут пара. Регуляторы давления распыливающего пара поддерживают необходимое давление распыливающего пара воздействием на регулирующий клапан в линии подачи пара.

§ 7.2. АВТОМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРИ СЖИГАНИИ МАЗУТА С ПРЕДЕЛЬНО МАЛЫМИ ИЗБЫТКАМИ ВОЗДУХА

На рис. 7.1 показан один из рекомендуемых вариантов схемы регулирования топлива, воздуха и разрежения. Регулятор топлива, выполненный по схеме задание—топливо, воздействует на регулирующий клапан подачи мазута. Задающий сигнал формируется главным регулятором—корректирующим прибором КР, поддерживающим давление пара в магистрали p_n , или регулятором мощности (для котлов, работающих в блоке с турбиной). Обратной связью служит сигнал по расходу мазута G_m через множитель P . Регулятор воздуха, выполненный по схеме топливо—воздух или задание—воздух, воздействием на направляющие аппараты дутьевых вентиляторов поддерживает расход общего воздуха V в соответствии с расходом мазута G_m или заданием $G_{зд}$, обеспечивая опти-

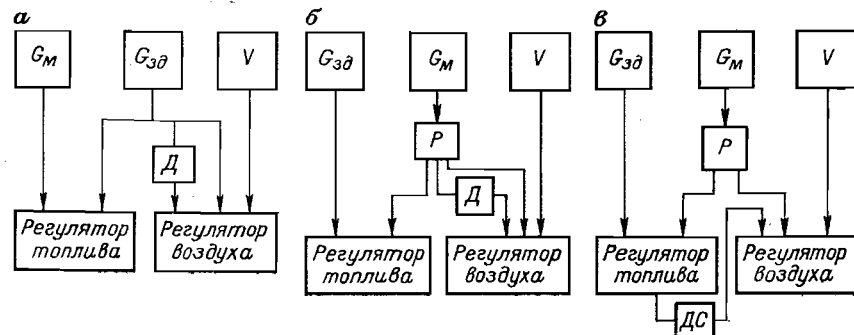


Рис. 7.2. Способы поддержания динамического соответствия между расходами топлива и воздуха [35].

мальный воздушный режим, характеризуемый корректирующим сигналом K [36].

При недостаточной представительности определения расхода воздуха сигнал по расходу общего воздуха может быть заменен сигналом по давлению воздуха в общем коробе. Однако такая замена допустима только при горелках с неотключаемыми каналами и неизменном количестве горелок, работающих во всем диапазоне регулирования.

Регулятор разрежения поддерживает разрежение S_t в верху топki воздействием на направляющие аппараты дымососов.

Для обеспечения динамического соответствия между расходами воздуха и топлива необходимо, чтобы сигналы по расходам воздуха и топлива были малоинерционными (запаздывание близко к нулю, постоянная времени не более 2—3 с). При использовании более инерционных сигналов на регулятор воздуха следует подавать дополнительный опережающий сигнал по заданному $G_{зд}$ с использованием дифференциаторов одностороннего действия D от задатчика топлива (рис. 7.2, а) или от расхода мазута G_m (рис. 7.2, б) либо подавать сигнал динамической связи от регулятора топлива (рис. 7.2, в) [36].

Для поддержания предельно малых избытков воздуха необходимо обеспечить достаточно точную стабилизацию разрежения в переходных режимах. Достигается это подачей на регулятор разрежения дополнительного сигнала динамической связи $ДС$ от регулятора воздуха либо опережающего сигнала по расходу топлива.

В схемах регулирования расходов воздуха в качестве корректирующего широко применяется сигнал по содержанию кислорода в дымовых газах. Однако этот сигнал лишь косвенно характеризует процесс горения и, кроме того, недостаточно

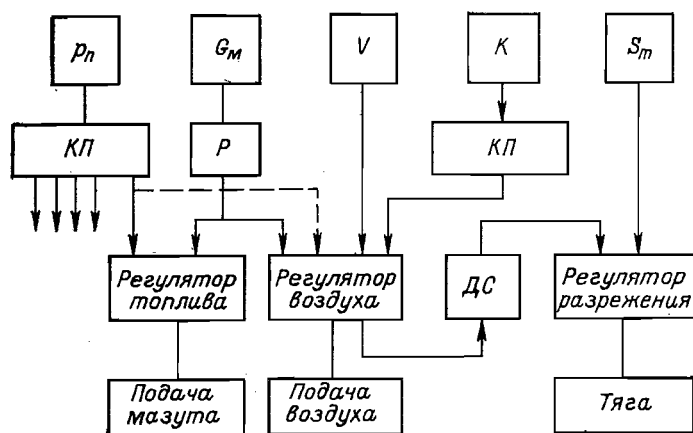


Рис. 7.1. Автоматическая система регулирования топлива, воздуха и разрежения [36].

представителен из-за присосов и неравномерности распределения концентрации кислорода по сечению газохода. Недостатками этого сигнала являются также существенная инерционность применяемых кислородомеров и сложность их обслуживания.

Перспективным путем повышения представительности корректирующего сигнала является использование сигналов, характеризующих химическую и механическую неполноту сгорания (в частности, сигналов от измерителей q_3 ХН-1М, от измерителя концентрации сажистых частиц — ИКСЧ, дымомера и др.).

Разработанная в УралВТИ автоматическая система регулирования процесса горения основана на использовании сигнала по концентрации сажистых частиц μ_c , который непосредственно характеризует механическую неполноту сгорания. Регулятор воздуха в качестве основного сигнала воспринимает сумму сигналов по μ_c по сторонам топки; это позволило отказаться от сигналов по расходам воздуха и топлива, что повысило стабильность и надежность АСР. На регулятор воздуха действует также связь от давления мазута через дифференциальный преобразователь.

Промышленные испытания и эксплуатация такой АСР на котлах ТГМ-84/А Стерлитамакской ТЭЦ показали, что АСР обеспечивает требуемое качество регулирования при всех видах возмущений. Максимальное отклонение μ_c составляет не более $0,06 \text{ г/м}^3$ (около $0,05\%$ q_4), время регулирования 80—100 с. Максимальное отклонение содержания кислорода не более $0,1\%$ по кислородомеру МГК-14 [36].

§ 7.3. СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ С РЕГУЛЯТОРОМ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА И ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМИ РЕГУЛИРУЮЩИМИ ОРГАНАМИ МАЛОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Применяемые электронные регуляторы (ЭР) в комплекте с исполнительными механизмами (ИМ) позволяют обеспечить минимальную длительность включения в пределах 0,25 с. Применяемые органы регулирования топлива имеют время сервомотора 25—30 с. Таким образом, при линейной характеристике мазутного клапана регулятор топлива за одно включение изменяет расход топлива на $0,25 \cdot 100/25 = 1\%$, т. е. изменяет избыток воздуха на 1% ($0,2\%$ по O_2) на номинальной нагрузке и на 2% ($0,4\%$ по O_2) на нагрузке 50% от номинальной [2].

Фактически характеристики мазутных клапанов существенно нелинейны и крутизна их характеристик на пониженных нагрузках в 2—3 раза выше, т. е. любое включение регулятора

топлива (РТ) на пониженных нагрузках приводит к изменению избытка воздуха на значение больше регламентированного. То же самое относится и к регулятору общего воздуха (РОВ). Для обеспечения заданного избытка воздуха при изменении нагрузки идут по пути увеличения времени сервомотора ИМ направляющего аппарата дутьевого вентилятора, использования специальных приставок для увеличения времени сервомоторов РТ и РОВ.

Для работы котлоагрегатов с предельно малыми избытками воздуха в автоматическом режиме на Смоленской ТЭЦ-2 (котел БКЗ-210-140-7) и Минской ТЭЦ-3 (котел ТП-87) опробована и внедрена [2] система автоматического регулирования с использованием регулятора избытка воздуха (РИВ), отделенного от РТ и РОВ и воздействующего на дополнительный регулирующий орган малой подачи топлива, изменяющий либо расход топлива, либо расход воздуха.

При установке дополнительного клапана на мазутной линии, байпасирующей основной клапан, этот малый регулятор топлива не только выполняет функции РИВ, но и устраняет возмущения, связанные с изменениями давления и качества топлива, на базовом режиме котлоагрегата.

При постоянной нагрузке котлоагрегата РИВ включен в работу, а РТ, РОВ и РР (регулятор разрежения), выполненные по типовым схемам «задание—топливо», «задание—воздух» или «топливо—воздух», отключены контактами логического устройства (ЛУ), обеспечивающего правильное функционирование системы. При установке дополнительного мазутного клапана отключение РОВ и РР не обязательно, однако такое решение увеличивает количество возмущений на котлоагрегате при неудачной работе РОВ и РР. При установке дополнительного органа на РОВ обязательно его отключение.

Изменение нагрузки производится изменением задания (оператором или автоматически) РТ и РОВ, при этом ЛУ включает РТ, РОВ и РР и отключает РИВ. РТ, РОВ и РР воздействием на соответствующие регулирующие органы производят изменения нагрузки в соответствии с заданием. Через время переходного процесса ЛУ отключает РТ, РОВ и РР и включает РИВ. Последний устанавливает избыток воздуха и поддерживает его с требуемой точностью.

Для обеспечения точности регулирования избытка воздуха в пределах $\pm 0,25\%$ необходимо:

- 1) минимальное регулирующее воздействие на 50% -ной нагрузке котлоагрегата $0,125\%$ номинального расхода;
- 2) минимальная длительность включения регулятора 0,25 с;
- 3) время сервомотора 25 с;
- 4) коэффициент запаса по коэффициенту усиления регулирующего прибора 1,5;

5) диапазон запаса специального регулирующего органа 8 % номинального расхода топлива или воздуха; при полной нагрузке диапазон специального регулирующего органа 4 %.

После изменения задания (автоматически или после воздействия оператора на ключ блока импульсного интегрирования) и отработки его происходит срабатывание реле времени, ЛУ отключает РТ, РОВ и РР и включает РИВ. Последний поддерживает заданное содержание O_2 в уходящих газах, измеряемое электрохимическими датчиками.

Данная система автоматического регулирования у котла БКЗ-210 опробована по схеме «задание—топливо», «задание—воздух» у котла ТП-87—по схеме «топливо—воздух». В качестве малого регулятора топлива в обоих случаях использовался шиберный клапан на байпасе к основному мазутному клапану.

Данная система регулирования процесса горения дает возможность повысить точность поддержания избытка воздуха в 3—4 раза и тем самым снизить избыток воздуха в среднем на 0,8—1 % и может быть рекомендована для котлоагрегатов, работающих в базовом режиме [2].

§ 7.4. ЗАЩИТА ПРИ ПОГАСАНИИ ФАКЕЛА И ЗАЩИТНО-ЗАПАЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГОРЕЛОК КОТЛОВ

Взрыв в топке—одна из тяжелейших аварий котлоагрегата. Статистика показывает, что эти аварии не настолько редки, чтобы их вероятностью можно было пренебречь. Взрывы вызывают повреждение обмуровки, а в 20 % случаев—повреждение потолочных труб и каркаса котла.

Проблема предотвращения топочных взрывов—многогранна и требует разработки широкого круга вопросов, охватывающих изучение процессов горения топлива и механизма возникновения взрыва в топке, улучшения конструкции топочных устройств, повышения квалификации обслуживающего персонала, введения научно обоснованных графиков опробования, профилактики и ремонтов основного оборудования и систем автоматики, применения совершенных систем информации, широкодиапазонных систем авторегулирования процесса горения, применения на котле системы блокировок и защит.

Главной задачей системы предупреждения топочных взрывов является быстрое прекращение подачи топлива при погасании факела. Не каждый обрыв факела в топке приводит к взрыву в топке. Однако сами обрывы факела происходят достаточно часто. Каждый случай обрыва факела—потенциальная возможность взрыва. Для исключения такой возможности необходимо, чтобы защита при погасании факела четко и надежно выполняла свои функции.

В систему технологической защиты мощных блочных отечественных котлоагрегатов входит целый ряд устройств, предназначенных для предотвращения топочных взрывов. Все вместе они образуют систему автоматики взрывобезопасности топки. В нее входят защиты при падении давления топлива перед котлом, при падении давления воздуха, при отключении всех дымососов, вентиляторов или одного из них, локальные защиты и блокировки, предназначенные для стабилизации подачи топлива в топку, блокировки, обеспечивающие заданный порядок включения—отключения оборудования и др. Защиты при погасании факела занимают в системе автоматики безопасности особое место, так как они являются как бы защитами последней ступени, защитами интегральными, которые вступают в действие почти в любых случаях появления взрывоопасной ситуации в топке котла. Благодаря такой универсальности этой защите уделяется очень большое внимание в мировой практике.

Существующие схемы рассматриваемых защит по структуре можно разделить на три группы в зависимости от способа контроля за факелом и воздействия на основное оборудование. К I группе относятся схемы с контролем за факелом каждой горелки и воздействием на данную горелку, ко II группе—схемы с контролем за факелом в топке в целом и воздействием на главные органы подачи топлива через систему автоматического останова котла, к III группе—схемы с контролем за факелом в целом и с контролем за факелом каждой горелки, т. е. схемы, комбинирующие принципы I и II групп в зависимости от режима работы котла (снижение нагрузки, отключение погасших горелок, останов котла и т. д.). По I группе осуществляется полуавтоматический розжиг отдельных горелок, включающий в себя следующие операции: продувка форсунок паром, включение дымососов и вентиляторов с вентиляцией топки и газоходов, включение газового запальника растапливаемых горелок (при отсутствии газового топлива от автономных источников горючего газа), розжиг растапливаемых горелок, отключение запальников после выдержки определенного времени и стабилизации процесса горения и включения защиты от погасания факела.

Котлы ТЭС «Скаттергуд» (США) имеют по 16 газомазутных горелок, на каждой из них установлены устройства отсечки топлива, электрогазовые запальники и смонтированы датчики пламени. Система защиты при погасании действует при нагрузке менее 15 % от номинальной (при растопке): обрыв факела в этом режиме на горелке приводит к ее немедленному останову. При нагрузке котла более 15 % от номинальной при погасании горелки включается только световая сигнализация на щите управления. В данном случае система защиты

действует на отключение отдельных горелок при их погасании во время растопки (доля взрывов во время растопки составляет около 50 %) [36].

Этот принцип автоматической защиты для больших котлов с большим числом горелок громоздок, сложен и ненадежен. Так, если принять вероятность надежности системы автоматической защиты для одной горелки 0,95, то для 16 горелок она будет составлять 0,44. Этот принцип автоматической защиты нашел применение на котлах малой мощности с одной или двумя горелками.

Во II группе схем используется контроль за факелом в топке в целом. Она получила распространение на энергетических котлах СССР. Отличия схем этой группы обусловлены видом и количеством первичных импульсов, а также способом формирования сигналов, свидетельствующих о погасании или потускнении (на пылеугольных котлах с включением подсвечивающих мазутных форсунок) факела. К этой группе схем относятся нерезервированные схемы. В них используется только один сигнал, например оптическая яркость факела. Достоинством нерезервированных схем является их простота, недостатком — трудность обеспечения требуемой надежности, вызванная отсутствием резервирования. В таких схемах предъявляются очень жесткие требования к безотказности применяемой аппаратуры. Требования настолько высоки, что попытки увеличить надежность схемы без существенной переработки аппаратуры привели к созданию резервированных схем.

Резервированные схемы используют два разнородных сигнала, например оптическую яркость факела и разрежение в топке. По этой схеме останов котла с прекращением подачи топлива производится при наличии двух сигналов: по оптической яркости факела и по разрежению; это сделано для уменьшения вероятности ложных срабатываний защиты при погасании факела из-за отказа датчиков. Для повышения надежности предусмотрена сигнализация неисправности отдельных каналов яркости факела, которая осуществляется по принципу голосования. Принцип действия схем II группы используется в нашей стране для котлов блоков мощностью 150, 200 и 300 МВт в автоматах АЗК-4 с резервированием при погасании факела. Схема защиты II группы не удовлетворяет требованиям взрывобезопасности при растопке.

В III группе схем сочетается контроль за пламенем отдельных горелок и контроль за факелом в целом; применяется она на ряде мощных энергетических блоков США. Для максимального уменьшения возможности ложного срабатывания в период нормальной работы котла схемы многократно резервируются. Так, на газомазутных котлах ТЭС «Хантингтон Бич» в каждой из двух топочных камер установлены четыре оптических дат-

чика пламени, смонтированные в углах топки. Команда на прекращение подачи топлива подается только в том случае, когда три из четырех датчиков засвидетельствуют отсутствие пламени в топке. Недостатком III группы схем является необходимость предпускового контроля за растопочным узлом. За счет внедрения эффективных схем экспресс-контроля и самоконтроля, а также за счет увеличения надежности составляющих компонентов этот недостаток может быть существенно уменьшен.

В III группу схем включены структуры I и II групп. Для индивидуального контроля за горелками следует применять датчики пламени малого радиуса действия: ионизационные, УФ-радиационные. Контроль за общим факелом целесообразно вести с помощью «дальнодействующих» ИК-датчиков. Для обеспечения надежной работы системы в целом отдельные ее устройства, в частности измерительные органы — датчики пламени, должны быть оснащены средствами экспресс-контроля и самоконтроля исправности. При неисправности основной аппаратуры автоматическое контрольное устройство выдает предупредительный сигнал на щит, блокируя ложные сигналы системы.

Индивидуально горелки котлов оснащены защитно-запальными устройствами ЗЗУ, назначением которых является розжиг горелок или группы горелок со щита управления и отключение их (или подача сигнала на щит управления) в случае погасания факела горелки. Розжиг мощных мазутных горелок ТЭС связан с продувкой форсунок паром, а иногда и с системой регулирования положения ствола форсунки в горелке. Газомазутные горелки оснащаются одним запальником. При этом ЗЗУ обязательно должно иметь индикатор пламени, который подключается к схеме и играет роль при розжиге и отключении горелки при ее погасании.

Методы индикации пламени делятся на прямые и косвенные. Прямые методы индикации основаны на изменении физических свойств пламени (излучения, ионизации газов в факеле, температуры газов в факеле при розжиге или погасании). К косвенным относится изменение разрежения в амбразуре горелки и т. п.

В отечественной практике нашли применение прямые методы индикации, основанные на измерении излучения факела фотодатчиками, а также методы ионизационной и термопарной индикации. Индикация мазутного факела затрудняется наличием темного конуса у головки форсунки.

Метод ионизационной индикации основан на возникновении ЭДС между двумя электродами, находящимися в пламени в точках с разными температурами. Ионизационные датчики обеспечивают хорошую селективность, находят все более широ-

кое применение и испытываются в различных условиях работы в промышленных условиях.

Метод термопарной индикации предложен и разработан ВТИ, основан на измерении скорости изменения температуры вблизи корня факела, термопара служит датчиком для контроля наличия пламени запального устройства растопочной ма-зутной форсунки [40].

ВТИ предложен метод индикации пламени по совпадению. Метод пригоден для любых видов топлива и при любом расположении горелок. В этом методе применяется индикация последовательного совпадения в фиксированный отрезок времени скачка сигнала, характеризующего подачу топлива к данной горелке, с последующим скачком сигнала по излучению факела.

К преимуществам метода относится хорошая реакция на зажигание горелок, к недостаткам — отсутствие реакции на погасание (индикация пламени проявляется только в связи с подачей топлива в горелку).

Быстродействие времени срабатывания индикатора пламени для горелок мощностью 9300 кВт и более должно быть не более 2 с, причем индикатор должен четко реагировать на факел своей горелки, не реагируя на факелы других горелок [40]. Надежность работы ЗЗУ за 2000 ч службы должна быть не менее 0,9.

Запально-защитные устройства для горелок изготавливаются таллинским заводом «Ильмарине»: ЗЗУ-1, ЗЗУ-1М и ЗЗУ-6 для котлов большой мощности с совместным контролем основного и запального факелов при помощи фотодатчиков; ЗЗУ-3 для котлов большой мощности с наддувом с контролем запального факела при помощи ионизационного датчика; ЗЗУ-4 для мощных котлов с отдельным контролем запального и основного факелов при помощи ионизационного датчика и фотодатчика; ЗЗУ-7 для дистанционного розжига горелок ГМГ-М на котлах ДКВР и контроля наличия пламени в топке фотодатчиками (фоторезисторы ФСА-Г2).

Принцип работы ЗЗУ заключается в следующем. Управляющий импульс одновременно открывает электромагнитный вентиль на газовой линии запальника и подает напряжение на источник высокого напряжения (ИВН) или на катушку зажигания. Образовавшееся высокое напряжение поступает на центральный электрод запальника. Между электродом и корпусом появляется искра и зажигается газ. Импульс от появления факела передается от датчика на управляющий прибор, где сигнал усиливается, и в результате срабатывает выходное реле прибора, связанное с защитой котла и сигнализацией по наличию топлива.

Газоснабжение запальников в негазифицированных котель-

ных следует осуществлять от баллонов с пропан-бутановой смесью.

Ионизационный датчик крепится к стволу запальника и устанавливается в общей установочной трубе с запальником.

§ 7.5. КИСЛОРОДОМЕР МАГНИТНЫЙ АВТОМАТИЧЕСКИЙ

Основан на восприимчивости кислорода к постоянному магнитному полю. Все автоматические газоанализаторы надежны и достаточно точны в работе при анализе бинарной смеси или смеси газов с избирательным (измеряемым) газом, резко отличающимся по каким-либо физическим свойствам от других газовых компонентов в смеси. Магнитная восприимчивость кислорода намного выше, чем у азота и углекислого газа, входящих в состав дымовых газов котлов.

Автоматические газоанализаторы комплектуются самопишущими, показывающими и регулирующими вторичными приборами (в настоящее время приборами комплекса КС). Для автоматических кислородомеров необходима ежедневная проверка точности работы переносными газоанализаторами типа ГХП. Для получения более точных результатов проверки необходимо сделать не менее трех контрольных анализов подряд с фиксацией показаний поверяемого газоанализатора в момент отбора контрольных проб [49]. Для ответственных измерений, как при работе котлов с малыми и предельно малыми избытками воздуха, используют дублирование показаний: контролируемый параметр определяют рабочими и контрольными приборами. Рабочий прибор подключают в систему контроля и регулирования, а контрольный — в систему сигнализации.

В настоящее время на отечественных ТЭС для контроля объемного содержания кислорода в процентах в дымовых газах котлов используют термоманитные газоанализаторы МН5130.

Характеристики автоматического газоанализатора МН5130

Допустимая относительная влажность анализируемого газа	≤95 %
Допустимое содержание пыли и других механических примесей, г/см³	0,001
Допустимое содержание агрессивных примесей, г/см³	0,01
Температура анализируемой смеси на входе, °С	5—50
Давление смеси избыточное, кПа	≤5
Расход газовой смеси через прибор, см³/с	8—16
Пределы измерения анализируемого компонента по четырем позициям чувствительности, об. %	1) 0—0,5; 2) 0—1, 0—2; 3) 0—5, 0—10, 0—20, 0—50, 50—100, 20—80; 4) 80—100

Основная погрешность измерения от верхнего предела,
% (соответственно верхнему пределу измерения)

- 1) 10;
- 2) 5;
- 3) 2;
- 4) 2,5

Запаздывание показаний от момента изменения концентра-
ции, с

60

Время запуска, с

60

Термомагнитные газоанализаторы основаны на использовании явления термомагнитной конвекции парамагнитного газа, возникающей при наличии неоднородного магнитного поля и нагретого тела (температурного градиента).

В термомагнитном газоанализаторе анализируемый парамагнитный газ, протекающий непрерывно в канале, втягивается в специальную измерительную камеру с магнитной системой, между полюсами которой находится нагреваемый током чувствительный элемент. Газ, соприкасаясь с чувствительным элементом, нагревается, и магнитная восприимчивость его уменьшается. Вследствие этого нагретый газ выталкивается из магнитного поля холодным газом, протекающим в канале, и около чувствительного элемента возникает непрерывный поток газа, движущийся в сторону падения напряженности магнитного поля. Этот поток газа, носящий название термомагнитной конвекции или магнитного ветра, охлаждает чувствительный элемент и электрическое сопротивление его изменяется. Для измерения изменения сопротивления чувствительного эле-

мента используют компенсационную мостовую схему (рис. 7.3) [31].

Газоанализатор включает в себя приемный преобразователь и вторичный прибор. Приемный преобразователь состоит из рабочего PM и сравнительного CM измерительных мостов, соединенных между собой по компенсационной схеме. Мосты преобразователя питаются переменным током 24 В от двух вторичных обмоток

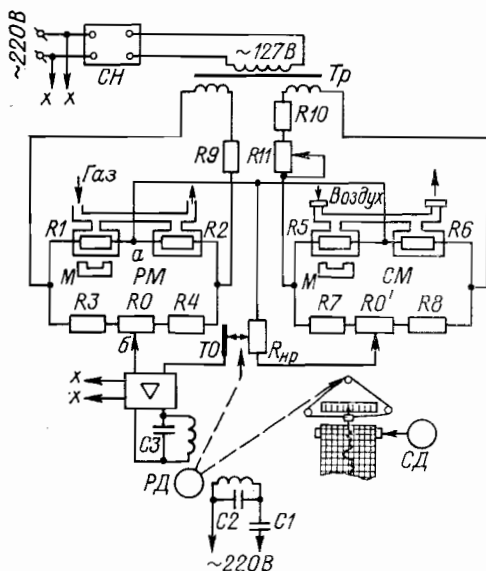


Рис. 7.3. Схема термохимического кислородомера МН 5130 [31].

трансформатора T_p , подключенного к стабилизатору напряжения CH . На зажимах мостов поддерживается напряжение ± 2 В с помощью балластных резисторов R_9 и R_{10} .

Вторичный прибор выполнен на базе автоматического уравновешенного моста MC и $KCM2$ или других типов. Реохорд вторичного прибора $R_{нр}$ включен в измерительную диагональ сравнительного моста приемного преобразователя. К токоотводу TO и к вершине b рабочего моста подключен вход электронного усилителя.

Чувствительные элементы рабочего моста R_1 и R_2 , находящиеся в измерительных камерах, омываются анализируемым газом. Чувствительные элементы сравнительного моста R_5 и R_6 , размещенные в камерах, омываются воздухом, поступающим через фильтры. Чувствительные элементы R_1 и R_5 расположены в неоднородном магнитном поле, создаваемом постоянными магнитами M . Резисторы R_1 , R_2 , R_5 и R_6 сделаны из платиновой проволоки диаметром 0,02 мм в виде спиралей, вплавленных в стеклянные капилляры и снабженных токоотводами. Остальные плечи мостов преобразователя R_3 , R_4 , R_7 и R_8 выполнены из манганиновой проволоки. Регулировка нуля газоанализатора осуществляется резистором R_0 . Резистор R_0' служит для установки нуля прибора на заводе-изготовителе.

При равновесии измерительной схемы преобразователя напряжение на вершинах рабочего моста ab уравнивается падением напряжения на части реохорда выше движка $U_{ab} = mU_p$, где m — отношение длины участка реохорда выше движка к полной его рабочей длине, U_p — падение напряжения на рабочей длине реохорда. При изменении концентрации кислорода в анализируемом газе напряжение на вершинах рабочего моста вследствие изменения интенсивности термомагнитной конвекции в левой его камере изменится, и на входе усилителя появится напряжение небаланса $\Delta U = U_{ab} - U_p$, которое усиливается до размера, достаточного для приведения в действие реверсивного двигателя. Выходной вал реверсивного двигателя через систему кинематической передачи воздействует на движок реохорда, изменяя компенсирующее напряжение mU_p до тех пор, пока оно не уравнивает изменившееся напряжение на вершинах рабочего моста U_{ab} . Одновременно вал реверсивного двигателя $РД$ перемещает в соответствующее положение каретку с указателем и пером, фиксируя новое значение концентрации кислорода в анализируемом газе.

Лента самописца перемещается при помощи синхронного двигателя $СД$. Конденсаторы C_1 и C_2 подключены к рабочей обмотке двигателя $РД$, а конденсатор C_3 шунтирует управляющую обмотку двигателя $РД$ для компенсации индуктивной составляющей тока в этой обмотке.

Рассмотренная принципиальная измерительная схема термоманнитного газоанализатора используется в приборах типа МН5106 и МН5130, предназначенных для определения кислорода в продуктах сгорания и газовых смесях, содержащих кроме O_2 также N_2 , Ar , CO , CO_2 , H_2 и CH_4 .

§ 7.6. ДЫМОМЕР

Принцип действия дымомера основан на взаимозависимости между степенью затемнения фотоэлемента, пропорциональной в первом приближении суммарной поверхности твердых частиц, и его сопротивлением:

$$D \approx \sum_{i=1}^n f_i \approx \sum_{i=1}^n d_i^2.$$

В состав твердых частиц входят зола и углерод. Содержание углерода в свою очередь зависит от фракционного состава летящих частиц, поэтому с помощью дымомера нельзя непосредственно определять q_4 , не располагая данными о фракционном составе, т. е. нельзя использовать дымомеры для количественного определения механической неполноты сгорания мазута.

Впервые дымомеры были применены на электростанциях системы Башкирэнерго. В первоначальном исполнении фоторезистор был включен последовательно с источником питания.

Сжигание с малыми избытками воздуха потребовало более жесткого контроля и увеличения чувствительности прибора. В начале 60-х годов системой Башкирэнерго была разработана новая схема дымомера, более чувствительного (рис. 7.4), разработанного на базе электронного потенциометра. Фоторезистор по этой схеме включен в одно из плеч неравновесного моста III; питание моста осуществляется от потенциометра через стабилизирующую приставку. При разбалансе мостовой схемы, возникающем при изменении освещенности фоторезистора, электрический сигнал с диагонали моста AB поступает в усилитель потенциометра I и далее на шкалу прибора; шкала потенциометра отградуирована в условных единицах дымности. Стабилизирующая приставка II служит для исключения влияния изменения напряжения на выходной сигнал; она состоит из фильтра и стабилизатора СГ-3С.

Наладка стабилизирующей приставки [38] сводится к определению сопротивления резистора R_{16} , которое определяется из соотношения

$$R_{16} = \frac{U_B - U_{CT}}{6},$$

где U_B — выпрямленное напряжение, измеренное на конденсаторе C_6 ; U_{CT} — напряжение стабилизации стабилизатора СГ-3С, равное 105 В.

При расчете элементов мостовой схемы дымомера необходимо руководствоваться следующими положениями.

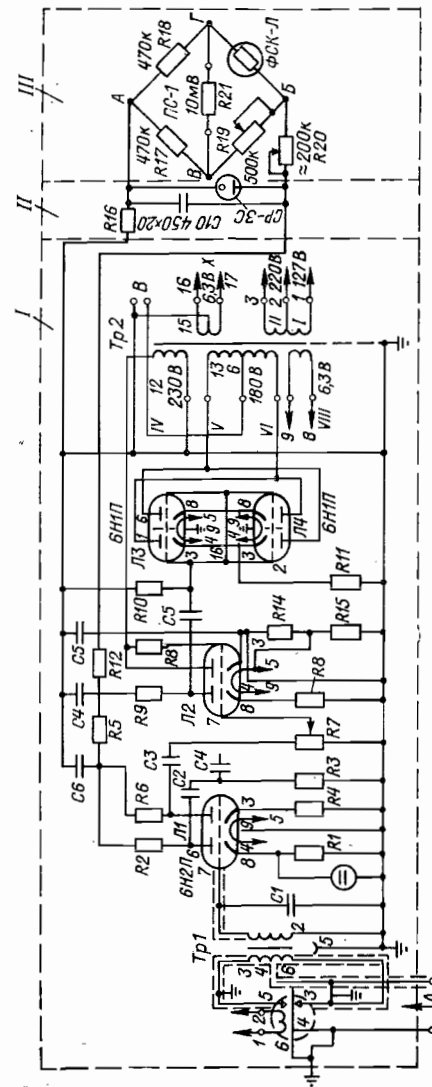
1. Сопротивление резистора R_{21} принимается равным 100 Ом для согласования выходного сопротивления моста со входом потенциометра с целью получения наибольшей чувствительности.

2. Сопротивления резисторов R_{17} и R_{18} , ограничивающих ток через фоторезистор при минимальном его сопротивлении,

$$R_{17(18)} = \frac{U_{II} U_{max}}{0,75 P_{max}} = -R_c,$$

где U_{II} — напряжение питания измерительной схемы; U_{max} — максимально допустимое напряжение на фоторезисторе; P_{max} — максимально допустимая мощность рассеивания фоторезистора; R_c — световое сопротивление фоторезистора.

3. Сопротивление резистора R_{19} , служащего для установки начала шкалы прибора, берется равным сопротивлению фоторезистора при полной его освещенности.



4. Сопротивление резистора R_{20} , служащего для установки конца шкалы прибора и полной компенсации разброса параметров фоторезистора, определяется при окончании наладки прибора.

Наладка дымомера сводится к подгонке начала и конца шкалы прибора при установленных на концах тарировочной трубы источника освещения и фоторезистора. При газоходах шириной менее 3 м в качестве источника освещения используют электрические лампы накаливания в защитных кожухах с охлаждением их воздухом (за счет подсосов или сжатым), в газоходах более 3 м применяют автомобильные фары. Несмотря на низкую чувствительность сравнительная простота схемы позволяет рекомендовать использование данной конструкции дымомера в качестве сигнализатора в промышленных котельных, особенно при работе нескольких котлов на одну дымовую трубу.

ВТИ разработан высокочувствительный дымомер ДМП для работы в области малых уровней дымления. В приборе использован электронный преобразователь для уменьшения влияния посторонних факторов и повышения стабильности показаний. Вследствие этого приборы ДМП значительно облегчают ведение режима горения с предельно малыми избытками воздуха.

Дымомер типа ДМП-205М предназначен для непрерывного контроля полноты сгорания газомазутного топлива в топках котлов. Принцип действия его основан на изменении оптической плотности потока дымовых газов при изменении концентраций в них сажи и золы. Дымомер ДМП-205М представляет собой фотометрический прибор (аэрозольмер), измеряющий пульсацию оптической плотности дыма. Пределы измерения пульсации оптической плотности 0,03 Б (единицы относительной шкалы дымности Бахараха).

Прибор (рис. 7.5) состоит из трех основных блоков: осветителя 9, светоприемника 1 и электронного блока 19. Свет от источника 8 через объектив 7 проходит контролируемую среду в дымоходе 6, фокусируется собирающей линзой 4 и попадает на светоприемник 2. Сигнал от светоприемника, пропорциональный пульсации оптической плотности, содержащий две составляющие — переменную и постоянную, — поступает в электронный блок 19.

Переменная составляющая проходит последовательно через следующие блоки:

— входной фильтр 10, настроенный на пропускание заданного диапазона частот; основная функция фильтра — подавить высокочастотные и повысить низкочастотные составляющие в диапазоне 0,5—5 Гц;

— предварительный усилитель 11, поднимающий уровень входного напряжения;

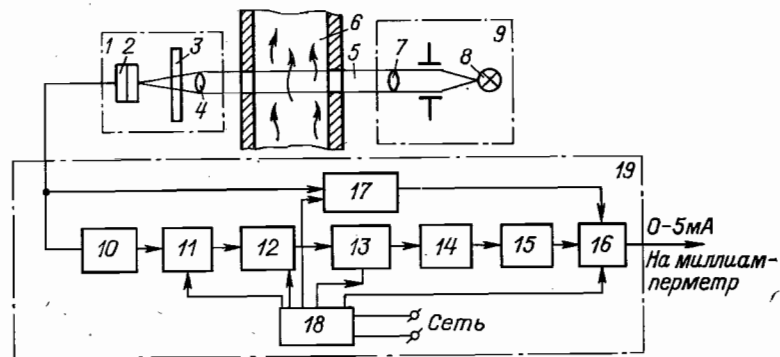


Рис. 7.5. Функциональная схема дымомера ДМП-205М.

1 — блок светоприемника; 2 — светоприемник; 3 — оптический модулятор (обтюратор); 4 — фокусирующая линза; 5 — световой поток; 6 — дымоход; 7 — объектив; 8 — источник света; 9 — блок осветителя; 10 — входной фильтр; 11 — предварительный усилитель; 12 — активный фильтр; 13 — оконечный усилитель напряжения; 14 — детектор; 15 — сглаживающий фильтр; 16 — нормирующий усилитель; 17 — пороговый усилитель; 18 — блок питания; 19 — электронный блок.

— активный фильтр 12, улучшающий частотную характеристику электронного блока;

— оконечный усилитель напряжения 13, выполняющий функции усилителя напряжения и установки начального смещения нормирующего усилителя 16;

— детектор 14, детектирующий сигнал;

— сглаживающий фильтр 15, уменьшающий пульсацию выходного тока;

— нормирующий усилитель 16, служащий для нормализации выходного тока (0—5 мА при нагрузке 0—2,5 кОм);

— пороговый усилитель 17, устанавливающий выходной ток, равный 5 мА при оптической плотности 0,55 Б.

Блок питания 18 включает в себя пять самостоятельных источников питания и обеспечивает стабилизированным напряжением следующие каскады: предварительный усилитель 11; активный фильтр 12; оконечный усилитель напряжения 13; нормирующий усилитель 16; пороговый усилитель 17.

Для дистанционного контроля работоспособности и поверки прибора в блоке светоприемника установлено поверочное устройство — оптический модулятор 3.

В оптической схеме блоков осветителя 9 и светоприемника 1 применены: источник света 8 (кинолампа К21-150), диафрагма с линзой объектива 7 для формирования света от источника в параллельный пучок, проходящий через поток дымовых газов толщиной 1—5 м; фокусирующая линза 4 (фокусное расстояние 96,1 мм, диаметр 40 мм) объектива; оптический модулятор 3 (обтюратор); светоприемник 2 (фотодиод ФД-24К). При появлении дыма колебания оптической плотно-

сти вызовут соответствующие колебания ЭДС фотопреобразователя.

Предварительный усилитель 11, активный фильтр 12 и окончательный усилитель 13 собраны на микросхемах. Детектор собран на диоде. Чтобы уменьшить пульсацию выпрямленного напряжения, применен сглаживающий фильтр. К выходу сглаживающего фильтра подключен нормирующий усилитель, обеспечивающий нормализованный ток.

Оконечный усилитель, детектор и сглаживающий фильтр охвачены глубокой отрицательной обратной связью по постоянному напряжению посредством сопротивления. Отрицательная обратная связь обеспечивает необходимую линейность детекторного каскада.

При больших концентрациях сажистых частиц в дымовых газах, когда оптическая плотность в измерительном канале превышает 0,55 Б, пульсация оптической плотности уменьшается. Чтобы при этом устранить уменьшение выходного тока, в электронном блоке предусмотрено устройство — пороговый усилитель, собранный на микросхеме К140УТ1Б, так же как и предварительный и окончательный усилители.

Пороговое устройство усилителя основано на высоком коэффициенте усиления микросхемы. На входе микросхемы порогового устройства сравниваются два напряжения: отрицательное напряжение от делителя напряжения и положительное напряжение от фотопреобразователя. Если на входе микросхемы преобладает положительное напряжение, то на выходе установится отрицательный потенциал, и наоборот. Порог срабатывания усилителя устанавливается при введении в канал просвечивания светоприемника светового фильтра, имеющего оптическую плотность 0,55 Б.

При оптических плотностях выше 0,55 Б положительное напряжение фотопреобразователя становится меньше по абсолютной величине опорного напряжения на 10 мВ, снимаемого с сопротивления делителя («Порог»). Таким образом, на выходе микросхемы появляется положительный потенциал. Нагрузкой порогового усилителя служит потенциометр («Установка 5 мА»), которым устанавливается выходной ток электронного блока при оптических плотностях в измерительном канале выше 0,55 Б.

В блоке светоприемника установлены фотодиод ФД-24К и поверочное устройство. Последнее служит для создания определенной величины пульсации оптической плотности на входе прибора при его поверке в условиях эксплуатации. Поверочное устройство состоит из стеклянного обтюратора, закрепленного на валу двигателя. Обтюратор выполнен из стеклянного диска, в котором вырезаны два окна со сторонами, образующими друг с другом вертикальные углы.

Периодическое перекрытие луча стеклом и окном обеспечивает перепад оптической плотности 0—0,04 Б. Частота вращения вала двигателя 1 об/с. Таким образом, частота пульсации оптической плотности равна 2 Гц. При включении кнопки модулятора («Репер») на вход микросхемы порогового устройства через делитель напряжения поступает сигнал, соответствующий выходному току, равному 4 мА, при входном сигнале, соответствующем перепаду оптической плотности 0,04 Б.

Дымомер ДМП-205М широко используется на крупных ТЭЦ и ГРЭС.

§ 7.7. ХРОМАТОГРАФИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ГАЗОВОГО АНАЛИЗА

Общие сведения

Хроматография является физико-химическим процессом разделения смеси газов или жидкостей на составляющие методом многократного повторения актов сорбции и десорбции составляющих подвижной фазы в неподвижной. Неподвижной фазой является стационарный слой с большой поверхностью; подвижная фаза (газ или жидкость) фильтруется через слой неподвижной фазы.

Основными вариантами газовой хроматографии являются газоадсорбционная и газожидкостная хроматография. Смеси низкокипящих веществ, которые входят в состав продуктов сгорания (H_2 , CO , CH_4 , CO_2 , O_2 , N_2 и др.), легче разделяются методом адсорбционной хроматографии, в связи с чем этот метод наиболее применим для анализа состава продуктов сгорания. Для разделения высококипящих составляющих (тяжелые углеводороды и др.) используется газожидкостная хроматография, она позволяет анализировать не только газообразные, но и жидкие вещества. В газожидкостной хроматографии необходимы приспособления для испарения введенных в прибор жидкостей (перед разделительной колонкой), для поддержания температуры колонки и детектора на уровне, исключающем конденсацию паров жидких компонентов анализируемой смеси.

На рис. 7.6 схематически изображен процесс анализа газов с применением проявительной газоадсорбционной хроматографии. Через колонку 3, заполненную сорбентом, пропускается с определенной скоростью газ-носитель. Скорость газа-носителя устанавливается при помощи краника, не приведенного на схеме, по показанию реометра 5. Анализируемая проба газа вводится через устройство для введения пробы 2 дозатором 1 в поток газа-носителя. При введении дозатором в хроматограф смеси газов из нескольких компонентов в разделительную колонку поступает смесь газа-носителя с введенной пробой газа. По мере движения через колонку в первоначальной стадии разделения зоны с компонентами А, Б, В взаимно перекрываются;

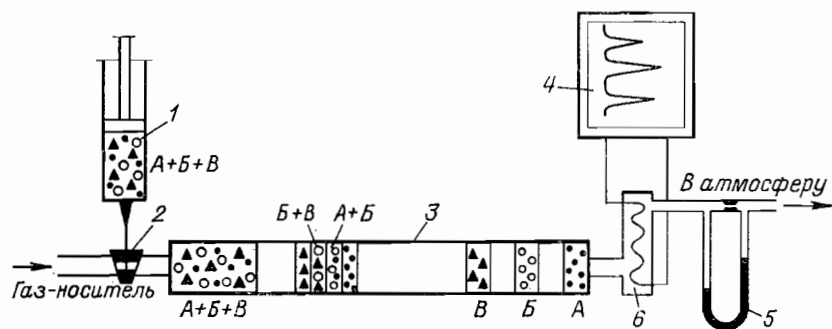


Рис. 7.6. Схематическое изображение проявительного метода хроматографического анализа газов [44].

1 — дозатор; 2 — устройство для введения пробы; 3 — разделительная колонка; 4 — самопишущий прибор; 5 — реометр; 6 — детектор.

затем по мере их продвижения через колонку процесс завершается разделением компонентов на ряд отдельных полос из бинарных смесей компонентов с газом-носителем, расчлененных зонами чистого газа-носителя. Первым покидает колонку газ, обладающий наименьшими к заполнителю колонки сорбционными свойствами, последним — наиболее хорошо сорбирующий в данной неподвижной фазе.

Из колонки бинарные смеси проходят через детектор 6, изменяя физические свойства его нити накала (сопротивление, температуру); от детектора сигнал поступает на самопишущий или показывающий прибор 4. Вследствие диффузии, конвекции и замедленного массообмена между фазами каждая зона образует концентрационный профиль, который фиксируется детектором в виде функции времени и представляет собой хроматографический пик. Кривая зависимости сигнала детектора от времени или от объема газа-носителя, пропущенного через колонку, называется хроматограммой.

Концентрации компонентов по предварительно откалиброванному по эталонной смеси хроматографу определяются по площади или высоте пиков. Время выхода компонентов от момента ввода пробы до максимума пика при данных условиях различно; каждому компоненту соответствует свое время удерживания разделительной колонкой, которое зависит от объемов прокачки газа-носителя, геометрических размеров колонки и свойств ее наполнителя.

К материалам колонки предъявляются требования химической стойкости и отсутствия каталитической активности по отношению к сорбенту и компонентам разделяемой смеси. В соответствии с ГОСТ 16285—80 колонки должны изготавливаться из нержавеющей стали. Распространение получили также колонки из стали, меди, алюминия, фторопласта.

Конструктивно разделительные колонки выполняются прямыми, U-образными, спиральными. Наиболее удобны U-образные колонки: их легче заполнять сорбентом и термостатировать. Процесс разделения улучшается с увеличением длины колонок, однако увеличивается время проведения анализа, поэтому не всегда стремятся достигнуть максимальной разделительной способности удлинением хроматографической колонки. Внутренний диаметр колонки в большинстве случаев принимается 2—5 мм. Увеличение диаметра колонки приводит к увеличению ширины пика и уменьшению его высоты. Увеличение диаметра свыше 5 мм ухудшает ее работу. Уменьшение диаметра колонки приводит к обратным действиям, увеличивая чувствительность прибора с уменьшением наиболее выгодного объема пробы. Однако чрезмерное уменьшение диаметра (менее 2 мм) ухудшает процесс разделения и увеличивает сопротивление колонки.

В качестве сорбентов, заполнителей колонок используют активированные угли марок СКТ, АГ-2, АГ-3, КАД, БАУ и др. Эти угли позволяют разделять смеси газов, состоящие из H_2 , $N_2 + O_2$, CO, CH_4 и CO_2 . Так как активированные угли хорошо поглощают влагу, то разделительная способность колонок, заполненных ими, со временем падает и исчезает совсем. Поэтому колонки с активированным углем время от времени подвергаются сушке при определенной температуре, зависящей от марки угля. Оптимальный размер частиц угля 0,2—0,8 мм. В качестве адсорбентов (в основном для разделения углеводородов) применяют также силикагели различных марок и молекулярные сита.

Используют термохимические детекторы, основанные на измерении теплового эффекта каталитического сжигания горючих компонентов анализируемой смеси на поверхности чувствительного элемента, низкотемпературные термохимические детекторы и катарометры — детекторы по теплопроводности. Первые два типа используют в основном для анализа продуктов сгорания для определения концентраций горючих компонентов — H_2 , CO, CH_4 . У термохимических детекторов чувствительным элементом является платиновая нить диаметром 0,05 мм, нагретая до температуры 700—800 °С. Низкотемпературный термохимический детектор представляет собой спиралеобразную платиновую нить, играющую роль термометра сопротивления и «замурованную» в слой твердого носителя, выполненного в виде шарика из Al_2O_3 , поверхность которого покрыта платинопалладиевым катализатором. Реакция горения на таком катализаторе идет полностью при более низких температурах, чем в детекторах с платиновой нитью, что обеспечивает стабильную работу хроматографа при высокой его чувствительности и исключает возможность перегорания нити.

Детекторы по теплопроводности работают по изменению электрического сопротивления платиновой нити и используются для измерения концентраций негорючих компонентов: O_2 , CO_2 и N_2 .

Для термохимических детекторов наиболее пригодным газом-носителем является воздух, для катарометров — He , Ar , N_2 , H_2 и др.

Хроматограф «Газохром-3101»

Хроматограф «Газохром-3101» — лабораторный, переносной прибор, серийно выпускаемый заводом «Хроматограф» (разработан на базе хроматографа «Союз»), сконструирован ЭНИИ им. Г. М. Кржижановского, ЦКТИ им. И. И. Ползунова и СКБ газовой хроматографии.

Хроматограф имеет комбинированный детектор, использующий принцип как теплового эффекта сгорания для определения горючих компонентов, так и эффекта теплопроводности для определения негорючих газов. Схема хроматографа — двухпоточная с двумя разделительными колонками. Каждая из колонок имеет свой ввод пробы испытываемого газа; колонки могут быть включены параллельно и последовательно, заполняются разными сорбентами и подключаются к чувствительным элементам комбинированного низкотемпературного термохимического детектора. В свою очередь чувствительные элементы детектора подключаются в схему неравновесного моста. Принципиальная схема хроматографа показана на рис. 7.7.

Для определения H_2 , CO , CH_4 , O_2 и CO_2 используются два газа-носителя: воздух и аргон (через колонку 2 в качестве газа-

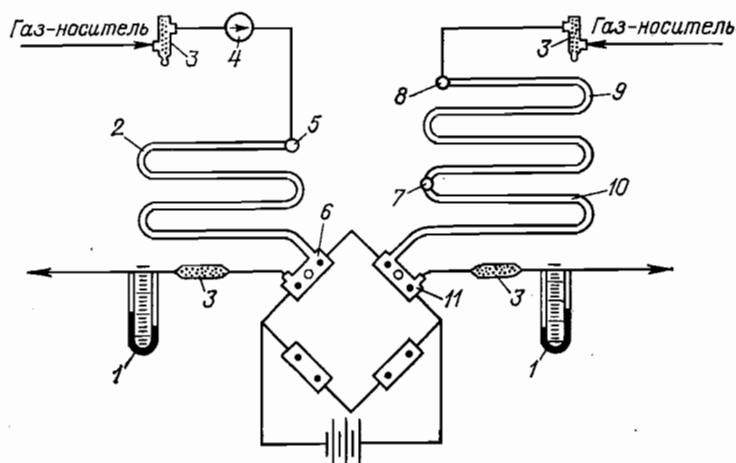


Рис. 7.7. Принципиальная схема хроматографа «Газохром-3101» [44].

1 — реометры; 2, 9 и 10 — разделительные колонки; 3 — фильтры; 4 — микрокомпрессор; 5, 7 и 8 — дозаторы; 6 и 11 — детекторы.

носителя пропускается воздух, через колонки 9 и 10 — аргон); колонки 2 и 10 заполняются активированным углем, а колонка 9 — молекулярными ситами 10X или 13X. Расходы воздуха и аргона через колонки устанавливают одинаковыми — $80 \text{ см}^3/\text{мин}$. При анализе проба поочередно вводится в различные точки газовой схемы. При введении пробы через дозатор 5 определяют горючие компоненты H_2 , CO и CH_4 . Диоксид углерода из пробы предварительно удаляют в волюмометрическом газоанализаторе или пропусканием пробы через фильтр с аскаритом. Затем пробу вводят дозатором 8 в линию с аргонном через колонку 9 для определения O_2 и N_2 . Третий ввод пробы осуществляется дозатором 7. Здесь происходит определение CO_2 от суммы всех остальных газов, присутствующих в смеси.

Для определения H_2 , CO , CH_4 и CO_2 колонки 2 и 10 соединяются последовательно; колонка 2 подключается перед дозатором 7, а колонка 9 отключается. Такой анализ производится при отсутствии аргона, или когда нет надобности в определении O_2 и N_2 . Обе колонки заполняются активированным углем. При введении пробы через дозатор 5 эффективной длиной является суммарная длина обеих колонок. Для ускорения анализа CO_2 из пробы удаляется. При введении пробы через дозатор между колонками 2 и 9 в процессе разделения участвует только колонка 10 и на хроматограмме за пиками CO и CH_4 следует общий пик смеси газов (кроме CO_2), а за ним — пик CO_2 . Газом-носителем при этом анализе является воздух.

Техническая характеристика хроматографа: определяемые компоненты — O_2 , CO_2 , N_2 , H_2 , CO , CH_4 и другие углеводороды до C_4 включительно (при прокачке воздухом и заполнении колонки селикагелем ШСК); пороговая чувствительность, об. %, — $5 \cdot 10^{-4}$ по H_2 , $1 \cdot 10^{-3}$ по CO и CH_4 , $2 \cdot 10^{-2}$ по O_2 и N_2 , $1 \cdot 10^{-1}$ по CO_2 ; относительная погрешность $\pm 5 \%$; продолжительность одного цикла анализа 10 мин; максимальный объем пробы 10 см^3 ; питание прибора — переменный ток напряжением $220 \text{ В} \pm 10 \%$; частота 50 Гц; потребляемая мощность 15 Вт; габаритные размеры $380 \times 360 \times 110 \text{ мм}$; масса 8 кг.

В качестве вторичного прибора используется самопишущий потенциометр типа КСП-4 со шкалой 1 мВ. Температурный режим колонок — комнатный. Хроматограф должен устанавливаться в помещениях с температурой воздуха от $+5$ до $+50^\circ \text{C}$ при относительной влажности не более 80 %.

§ 7.8. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДОВ МАЗУТА

Измерение расходов мазута при помощи стандартных сужающих устройств в области малых чисел Рейнольдса (при вязких жидкостях, малых диаметрах трубопровода и небольших расходах) практически невозможно из-за непостоянства коэф-

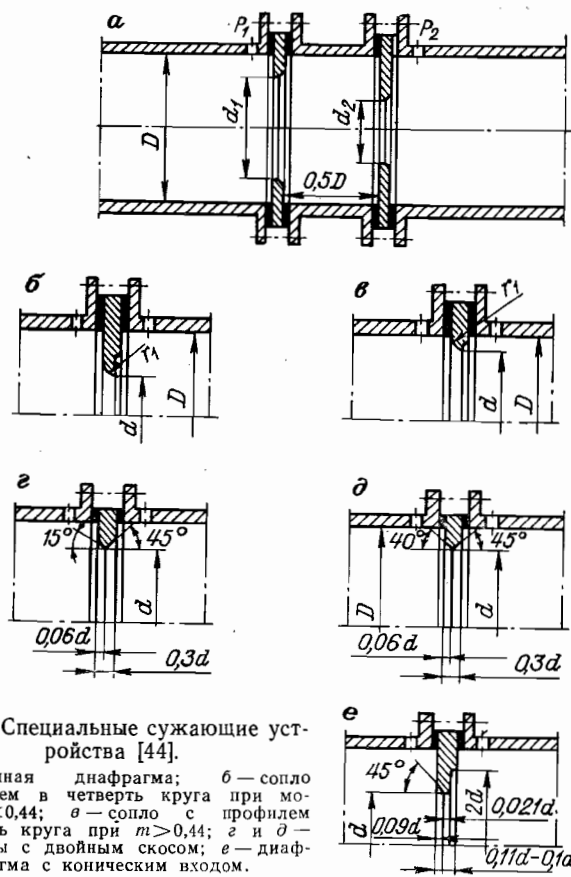


Рис. 7.8. Специальные сужающие устройства [44].

а — двойная диафрагма; б — сопло с профилем в четверть круга при модуле $m \leq 0,44$; в — сопло с профилем в четверть круга при $m > 0,44$; г и д — диафрагмы с двойным скосом; е — диафрагма с коническим входом.

коэффициентов расхода, а следовательно, неопределенной точности измерения [44]. Для этих целей приходится применять специальные сужающие устройства: двойные диафрагмы, сопла с профилем в четверть круга, диафрагмы с двойным скосом кромок и диафрагмы с коническим входом (рис. 7.8).

Перечисленные в табл. 7.1 устройства могут быть применены лишь при условии их предварительной тарировки. Расходы топлива через специальные сужающие устройства подсчитываются по основным формулам расчета расходов через сужающие устройства:

для массового расхода

$$Q_m = A \alpha \epsilon k_i^2 d_{20}^2 \sqrt{\Delta p / \rho_1}, \quad (7.1)$$

для часового объемного расхода

$$Q_o = A \alpha \epsilon k_i^2 d_{20}^3 \sqrt{\Delta p / \rho_1}. \quad (7.2)$$

Таблица 7.1
ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ОТДЕЛЬНЫХ ВИДОВ СПЕЦИАЛЬНЫХ
СУЖАЮЩИХ ИХ УСТРОЙСТВ

Тип сужающего устройства	Модуль сужающего устройства	$Re_{min гр}$	$Re_{max гр}$
Сдвоенная диафрагма (рис. 7.8, а)	0,05—0,6	2000	200 000
Сопло с профилем в четверть круга при $m \leq 0,44$ (рис. 7.8, б)	0,05—0,39	300	270 000
То же, при $m > 0,44$ (рис. 7.8, в)	0,44—0,49	200	200 000
Диафрагма с двойным скосом кромок (рис. 7.8, г)	0,16—0,25	3000	100 000
То же (рис. 7.8, д)	0,06—0,121	70	30 000
Диафрагма с коническим входом (рис. 7.8, е)	0,04—0,25	60	50 000

где α — коэффициент расхода; ϵ — поправочный множитель на расширение измеряемого вещества; k_i — поправочный множитель на тепловое расширение проходного сечения сужающего устройства от температуры измеряемого вещества; d_{20} — диаметр отверстия сужающего устройства при температуре 20 °С; Δp — перепад давления в сужающем устройстве; ρ_1 — плотность измеряемого вещества перед сужающим устройством; A — числовой коэффициент, зависящий от единиц исходных величин (Δp ; d_{20} и ρ_1).

При измерении расхода среды жидкостным дифференциальным манометром перепад давления в сужающем устройстве

$$\Delta p = 0,001 h (\rho_{р. ж} - \rho_{б. ж}), \quad (7.3)$$

где h — разность высоты уровня рабочей жидкости в дифференциальном манометре при температуре 20 °С; $\rho_{р. ж}$ и $\rho_{б. ж}$ — соответственно плотность рабочей и буферной жидкости в дифференциальном манометре при температуре 20 °С.

Коэффициент расхода α зависит от типа сужающего устройства, его модуля m , характера потока (числа Рейнольдса Re):

$$\alpha = \alpha' k_1 k_2 k_3, \quad (7.4)$$

где α' — исходный коэффициент расхода, определяемый по табл. 7.2 и 7.3; k_1 , k_2 и k_3 — поправочные множители на вязкость (при $Re \leq Re_{np}$), шероховатость стенок трубопровода и недостаточную остроту входной кромки; при $Re > Re_{np}$ $k_1 = k_2 = k_3 = 1$ и $\alpha = \alpha'$.

Характерным показателем для сужающих устройств является их модуль — отношение площадей переходных сечений сужающего устройства и трубопровода при температуре измеряемого вещества:

$$m = f/F = d^2/D^2, \quad (7.5)$$

Таблица 7.2

ПРИМЕРНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ИСХОДНОГО КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА α' И
ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ВЕЛИЧИН ДЛЯ РАСЧЕТА СДВОЕННЫХ ДИАФРАГМ

m	α'	$m \alpha'$	$Re_{пр}$	$\frac{\delta p}{\Delta p} \cdot 100 \%$
0,05	0,692	0,0346	2 000	94,2
0,15	0,696	0,1043	3 000	79,0
0,25	0,704	0,1759	4 000	67,8
0,35	0,719	0,2516	6 200	57,8
0,45	0,742	0,3337	8 600	48,5
0,55	0,776	0,4266	12 500	39,8
0,60	0,796	0,4773	15 000	37,3

Таблица 7.3

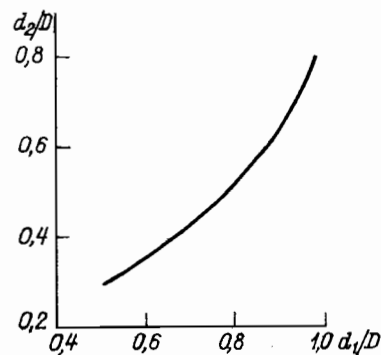
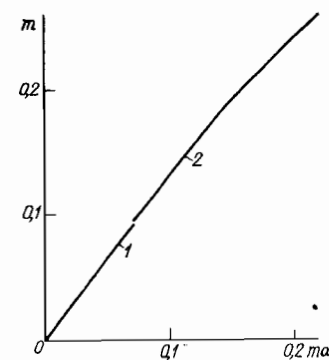
ПРИМЕРНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ИСХОДНОГО КОЭФФИЦИЕНТА α'
И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ВЕЛИЧИН ДЛЯ РАСЧЕТА СОПЕЛ
С ПРОФИЛЕМ В ЧЕТВЕРТЬ КРУГА

m	α'	Re	r_1/d
0,05	0,771	700—56 000	0,100
0,16	0,792	650—140 000	0,112
0,25	0,830	330—240 000	0,135
0,36	0,903	300—270 000	0,208
0,39	0,933	370—150 000	0,285
0,44	0,974	250—200 000	0,377
0,49	1,012	200—200 000	0,466

где f и d — площадь и диаметр отверстия сужающего устройства; F и D — площадь и диаметр (внутренний) проходного сечения трубопровода.

Сдвоенная диафрагма (рис. 7.8, а) представляет собой две диафрагмы, устанавливаемые на расстоянии $(0,2 \div 0,8) D$. Обе диафрагмы конструктивно выполняются как стандартные — с цилиндрическим участком на входе и с расширением под углом $35-45^\circ$ на выходе потока. Цилиндрическая часть должна составлять $(0,005 \div 0,02) D$ и должна быть выполнена с острой входной кромкой. Стандартные сужающие устройства применяются в трубопроводах не менее 50 мм.

У сдвоенных диафрагм $d_1 > d_2$, причем основной диафрагмой, по диаметру которой рассчитывается расход, является вторая по ходу среды. Вторая диафрагма по ходу среды рассчитывается обычным путем с определением α' по табл. 7.2, а диаметр отверстия первой диафрагмы находят по диаметру второй (рис. 7.9). Отверстия для отбора давлений p_1 и p_2 (см. рис. 7.8)

Рис. 7.9. Зависимость d_1/D от d_2/D для сдвоенных диафрагм [44].Рис. 7.10. Зависимость модуля m диафрагм с коническим входом от $m\alpha$ [26].1 — $0,00734 < m\alpha < 0,07$; 2 — $0,07 < m\alpha < 0,2081$.

у сдвоенных диафрагм располагают непосредственно у наружных торцов диафрагм. Остаточная потеря давления в сдвоенной диафрагме несколько меньше, чем в обычной стандартной, и определяется в относительных значениях полного перепада по табл. 7.2. Для сдвоенных диафрагм недостаточная острота входной кромки и шероховатость трубопровода практически не влияют на коэффициент расхода α .

Сопло с профилем в четверть круга при $m \leq 0,44$ имеет в проточной части дугу радиусом r_1 , плавно соприкасающуюся с линией торца на входе потока (рис. 7.8, б), а при $m > 0,44$ — срезанную дугу в соответствии с размером внутреннего диаметра трубопровода D (рис. 7.8, в).

Порядок расчета специального сужающего устройства [26].

1. Задают необходимые для расчета данные (расходы мазута — максимальный и минимальный, температуру его, внутренний диаметр трубопровода, давление перед сужающим устройством и перепад давления на сужающем устройстве при максимальном расходе).

2. Определяют недостающие параметры (диаметр трубопровода при рабочей температуре; плотность и вязкость мазута).

3. Определяют минимальное число Рейнольдса (при минимальной нагрузке).

4. Выбирают по табл. 7.1 тип сужающего устройства так, чтобы $Re_{min} \geq Re_{min гр}$.

5. Выбирают тип и разновидность дифманометра и его верхнего предела измерений.

6. Вычисляют величину $m\alpha = C / \sqrt{\Delta p}$, где $C = Q_m / (0,01252 D^2 \sqrt{\rho})$; Q_m — массовый максимальный расход; D —

внутренний диаметр трубопровода при рабочей температуре; ρ — плотность мазута; Δp — перепад давления на сужающем устройстве.

7. Находят m и α' .

Для сдвоенных диафрагм и для сопел в четверть круга m и α' находят по табл. 7.2 и 7.3.

Для диафрагм с двойным скосом кромок расчеты производятся как для стандартных диафрагм с учетом поправки на неостроту входной кромки.

Для диафрагм с коническим входом m определяется по графику на рис. 7.10, построенному по уравнению $m=f(m\alpha)$, а коэффициент расхода — по формуле [26] $\alpha'=0,73095+0,2726 m - 0,7138 m^2+5,0623 m^3$ или же $\alpha=ma/m$, так как диафрагма будет подвергнута тарировке.

8. Подсчитывают d_{20} по формуле $d_{20}=D\sqrt{m/k_r}$.

9. Проверяют правильность расчетов по этим формулам.

Погрешность работы специальных сужающих устройств для измерения расходов мазута зависит от изменения его плотности, которая часто колеблется в довольно широких пределах. С изменением плотности меняется коэффициент расхода и искажаются показания прибора. С этой целью в период наладки прибора должна производиться тарировка его для определения какого-то среднего значения коэффициента расхода или же среднего поправочного коэффициента к показаниям вторичного прибора.

Тарировка может производиться несколькими способами: по мазутным емкостям, из которых топливо поступает в котельную, по сливу всего топлива за сужающим устройством в дополнительно установленную емкость, по тарированным форсункам котлов.

Достаточно высокая погрешность не позволяет включать подобные измерительные устройства в систему автоматики котлов, но в некоторых случаях они целесообразны для измерения потребления топлива котельными.

На ряде ТЭС Башкирэнерго [9] были установлены сдвоенные диафрагмы. При изменении плотности ρ от 900 до 1030 кг/м³ (при сжигании тяжелых крекинг-мазатов марки М200) погрешность показаний диафрагм достигала 7,4 %.

Автором в одной из промышленных котельных г. Петропавловска в качестве мазутомера была установлена диафрагма со скошенной входной кромкой. При сравнительно стабильной плотности мазутов, проходящих через измерительное устройство ($\rho_{420} \approx 0,950$, изменение температуры подогрева составляло 10—20 °С), погрешность измерений составляла около 5 %, что является вполне удовлетворительным для учета расхода топлива, потребляемого котельной.

Для устранения влияния местных сопротивлений на работу сужающих устройств необходимо устанавливать их на прямых участках мазутопроводов как можно дальше от источников местных гидравлических сопротивлений. По работе [44] за сужающим устройством рекомендуется выдерживать прямые участки без местных сопротивлений в зависимости от его модуля s относительными размерами не менее

m	0,05	0,3	0,5	0,7
l_2/D	4	6,5	7,5	8

Здесь l_2 — расстояние прямого участка без местных сопротивлений; D — внутренний диаметр трубопровода.

Для стабилизации потока до сужающего устройства со стороны входа потока в измерительное устройство расстояния до источника возмущений l_1/D должны быть еще большими, не менее значений, рекомендуемых в табл. 7.4.

Для внутреннего диаметра трубопровода $D=50$ мм достаточно установка сужающего устройства посередине прямого участка длиной $l=1,5 \div 2,0$ м.

Для стабилизации потока и отсутствия искажений на расстояниях не менее $2D$ от измерительных устройств не должно быть сварных швов.

Загрязнения и коррозия трубопровода увеличивают его шероховатость и соответственно коэффициент расхода сужающего

Таблица 7.4

ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ РАССТОЯНИЯ ОТ ИСТОЧНИКОВ МЕСТНЫХ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ (ПО ХОДУ
ПОТОКА) ДО СУЖАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Местное сопротивление	l_1/D при m			
	0,05	0,3	0,5	0,7
Колено	10	16	28	53
Сходящийся или расходящийся конус 1/3	16	20	26	32
Полностью открытые:				
вентиль	18	22	32	50
задвижка	12	14	20	40
Гильза термометра диаметром d' при $0,03D < d' \leq 0,13D$	20	20	20	20
То же, при $d' \leq 0,03D$	5	5	5	5
Симметричный резкий уступ в трубопроводе с $m > 0,3$	30	30	30	30

устройства. При установке сужающего устройства на горизонтальном участке мазутопровода на нижней образующей мазутопровода непосредственно у сужающего устройства за счет сепарации скапливаются механические примеси, нарушающие работу устройства. В таких случаях для очистки рекомендуется установка в нижней части мазутопроводов патрубков диаметром менее $0,08 D$ на расстоянии от сужающего устройства не менее $0,5 D$. Для борьбы с отложениями механических примесей рекомендуется установка измерительных участков в вертикальном или наклонном положении.

В качестве вторичных приборов для измерения расходов мазута могут быть использованы как показывающие дифманометры типа ДТ (ДТ-25, ДТ-50), заливаемые ртутью, так и технические дифманометры ДМ — мембранные, сильфонные, с максимальным перепадом 40 или 63 кПа с показывающими и самопишущими приборами КСД, КСД2.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ НАЛАДКИ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

§ 8.1. УСЛОВИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ

Перед основными опытами проводят предварительные. Предварительные, или прикидочные, опыты необходимы с целью выявления общей картины работы котлоагрегата и проверки предварительных выводов, составленных по данным отчетной и другой технической документации, а также личного ознакомления с эксплуатацией на этапе организации испытаний и подготовительных работ. Они могут осуществляться в период подготовительных работ или после них перед проведением основных опытов.

Перед началом выполнения основной серии опытов необходима проверка возможности нагружения котлоагрегата до номинальной его производительности по принятой в эксплуатации технологии. Это позволяет определить диапазон и ступени изменений нагрузок на период тарировок, определить присосы воздуха в тракте котлоагрегатов, скорости воздуха в воздуховодах, сопротивление горелок и т. д. Одновременно с этим будет выявлено влияние роста нагрузки на первичный и вторичный перегрев пара. Изменение нагрузки следует вести ступенями по $(0,1 \div 0,2) D_{\text{ном}}$. Время испытаний определяется количеством проведенных измерений; при переходе на другую нагрузку необходимо время стабилизации режима, характеризующееся окончанием изменений определяющих параметров при переходе с режима на режим.

Во время проведения опытов требуется поддержание постоянной температуры питательной воды для котлоагрегатов электростанций с поперечными связями и котлоагрегатов промышленных котельных и расчетной — для энергоблоков котел—турбина: у энергоблоков температура питательной воды зависит от нагрузки. Это требование определяется однозначным изменением потери тепла с уходящими газами от температуры питательной воды по зависимости $\Delta q_2 = \pm k \Delta t_{\text{п.в}}$ [44]. Так, для котлоагрегатов БКЗ-210-140-Ф, работающих на мазуте, $k=0,01$. Для котлов малой мощности, имеющих развитый конвективный котельный пучок, потери тепла с уходящими газами зависят от давления пара в барабане котла, поэтому для них требуется

поддержание расчетного давления пара в барабане или давления, характерного для работы данной котельной (не ниже допустимого по условиям циркуляции).

Для достижения максимально возможного КПД и уменьшения низкотемпературной и высокотемпературной коррозии необходима работа котлоагрегата с малыми и предельно малыми избытками воздуха. Для этого кроме плотности котла и обеспечения хорошо организованного процесса горения топлива в горелках и топочной камере необходимо обеспечить равномерную раздачу топлива и воздуха по горелкам. По современным нормам неравномерность раздачи топлива по горелкам не должна превышать 1,5 %, а воздуха — 2 %.

В газоплотных котлах с цельносварными экранами при соблюдении норм неравномерности раздачи топлива и воздуха по горелкам за топкой достигаются критические избытки воздуха (при отсутствии химической неполноты сгорания и допустимом дымлении) $\alpha_{т''}=1,015\div 1,02$; в котлах под разрежением (с нецелесварными экранами) $\alpha_{т''}=1,03\div 1,05$ при условии, что прососы воздуха в топке на номинальной нагрузке не превышают $\Delta\alpha_{т}=0,05$.

Таким образом, в задачу обеспечения нормальной работы котлоагрегата при хорошо организованном процессе горения топлива в горелках и топочной камере входят: устранение присосов в топке и конвективных поверхностях нагрева, подбор форсунок на водяном стенде по качеству сборки, качеству распыливания и пропускной способности, а также достижение равномерности раздачи воздуха по горелкам.

Для контроля коэффициентов избытков воздуха, определения присосов воздуха и сравнения их с нормативными за поверхностями нагрева должен быть организован анализ дымовых газов. Следует иметь в виду, что увеличение избытков воздуха приводит к увеличению потерь тепла с уходящими газами по приблизительной зависимости $\Delta q_2 = \pm q_2 \Delta \alpha / \alpha$, т. е. при увеличении α на 5 % КПД котлоагрегата уменьшится приблизительно на 0,5 %.

§ 8.2. ТАРИРОВКА ФОРСУНОК

По ОСТ 108.836.03—80 разброс пропускной способности форсунок, устанавливаемых на котле, допускается 1,5 % от среднего значения. Даже при их изготовлении в заводских условиях этот разброс значителен; еще большая разница пропускной способности наблюдается у форсунок, изготовляемых в местных условиях (в заводских мастерских или мастерских ТЭС). Для определения пропускной способности, угла раскрытия факела, качества распыливания и качества сборки форсунки испытываются на водяном стенде.

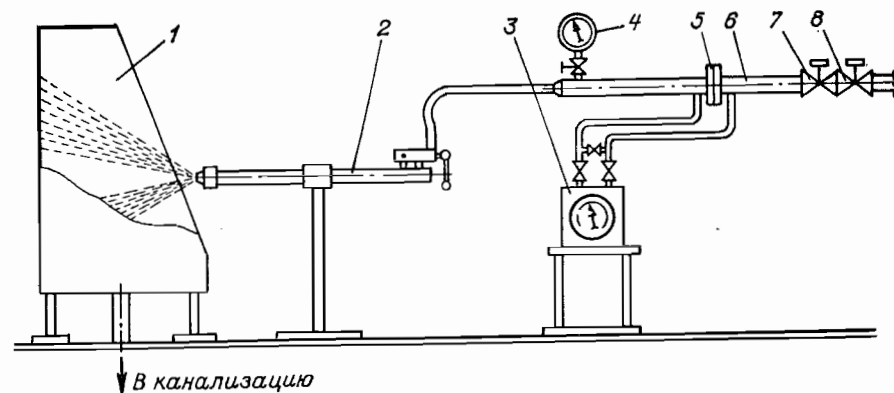


Рис. 8.1. Стенд для тарировки форсунок.

1 — щиток; 2 — форсунка; 3 — вторичный прибор; 4 — манометр; 5 — расходомерная шайба; 6 — расходомерный участок; 7 — регулирующий вентиль; 8 — запорный вентиль.

Простейший стенд для испытания механических форсунок показан на рис. 8.1. Ствол форсунки 2 поддерживается стойкой, опирающейся на пол котельной. Вода поступает через запорный 8 и регулирующий (игольчатый) 7 вентили от насосов (чаще всего питательных через охладитель) на измерительный участок 6 с расходомерной шайбой 5 и вторичным прибором 3. На расходомерном участке (с условным диаметром не менее D_y 50 по правилам расчета расходомерных шайб) устанавливается манометр 4. Вода из форсунки поступает в собирательную емкость 1, а из нее сливается в канализацию.

При тарировке паровых форсунок стенд несколько сложнее: требуется еще участок с подводом распыливающего агента (пар заменяют сжатым воздухом) также с измерительным участком для определения количества распыливающего агента. Стенды для регулируемых центробежных форсунок еще более сложны.

§ 8.3. ТАРИРОВКА ВОЗДУХОВОДОВ

Как было сказано выше, неравномерность расходов воздуха по горелкам не должна превышать 2 %. С этой целью при наладке определяются расходы воздуха за вентилятором, по раздающим коробам и по воздуховодам на горелки. Тарировка воздухопроводов производится пневмометрическими трубками Прандтля, подсоединенными гибкими резиновыми шлангами к микроманометрам. Измерения производят в нескольких точках по сечению воздуховода, в центрах равновеликих площадей; при круглом сечении воздуховода измерения производят по двум взаимно перпендикулярным направлениям.

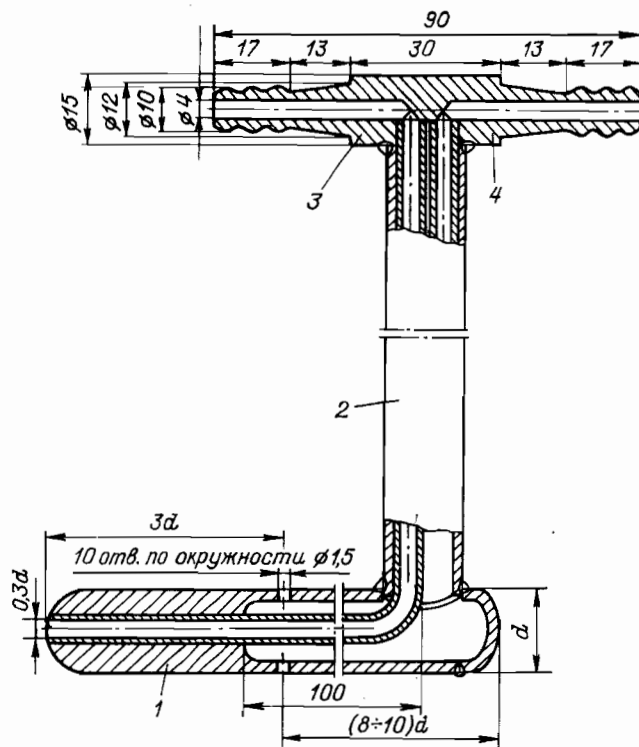


Рис. 8.2. Напорная трубка Прандтля [44].
1 — наконечник; 2 — штанга; 3 и 4 — штуцера.

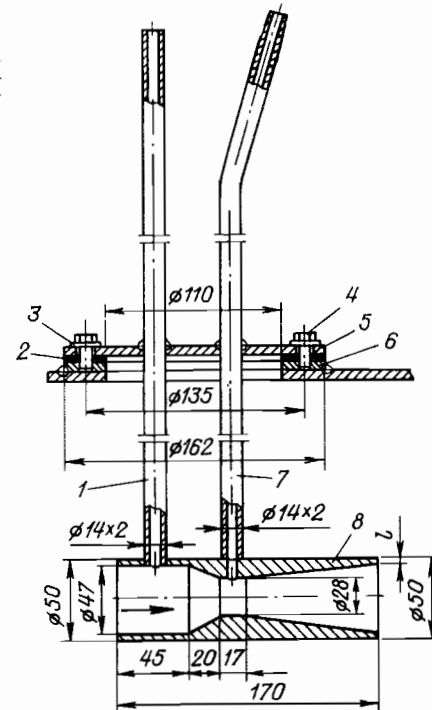
Трубки Прандтля измеряют истинные динамические напоры воздуха. Расход воздуха по сечению воздуховода определяется как среднеарифметическое расходов по центрам равновеликих площадей. Устройство пневмометрической трубки Прандтля показано на рис. 8.2.

Тарировки производятся при полностью открытых шиберах перед горелками; расход воздуха изменяют степенью открытия направляющего аппарата дутьевого вентилятора. Расходы воздуха за дутьевым вентилятором, по коробам и сумма расходов по горелкам должны совпадать; этим контролируется правильность определения расходов.

Для увеличения видимого динамического давления в центрах воздухопроводов устанавливают одинарные или двойные мультипликаторы (микроветури). Устройство мультипликаторов показано на рис. 8.3 и 8.4. Одинарные мультипликаторы диаметром 30—60 мм дают видимое динамическое давление

Рис. 8.3. Одинарный мультипликатор [44].

1 и 7 — штуцера; 2 — прокладка; 3 — шайба; 4 — болт; 5 — фланец; 6 — кольцо; 8 — насадок.



в 5—9 раз больше, чем напорные трубки Прандтля, а двойные — в 8—15 раз больше. Гибкими резиновыми шлангами мультипликаторы подсоединяются к мановакуумметрам или тягонапоромерам.

В результате тарировок по показаниям мультипликаторов и расходам воздуха, определенным тарировкой сечений пневмометрическими трубками Прандтля, строятся зависимости $Q_v = f(\Delta p_m)$ (расходов воздуха в воздухопроводах от перепадов давлений на мультипликаторах) параболического вида. С помощью этих кривых появляется возможность устранить неравномерность раздачи воздуха по горелкам подрегулировкой шиберами на воздухопроводах или шайбированием воздухопроводов.

Достоинствами мультипликаторов как датчиков расходов воздуха являются небольшая чувствительность их к углу скоса потока в пределах до $\pm 30^\circ$ и возможность измерения расходов без потери энергии. К основным недостаткам этих устройств относятся образование в них значительной пульсации среды (необходимо демпфирование) и повышенное влияние на точность измерений местных сопротивлений (арматуры, изгибов и т. п.).

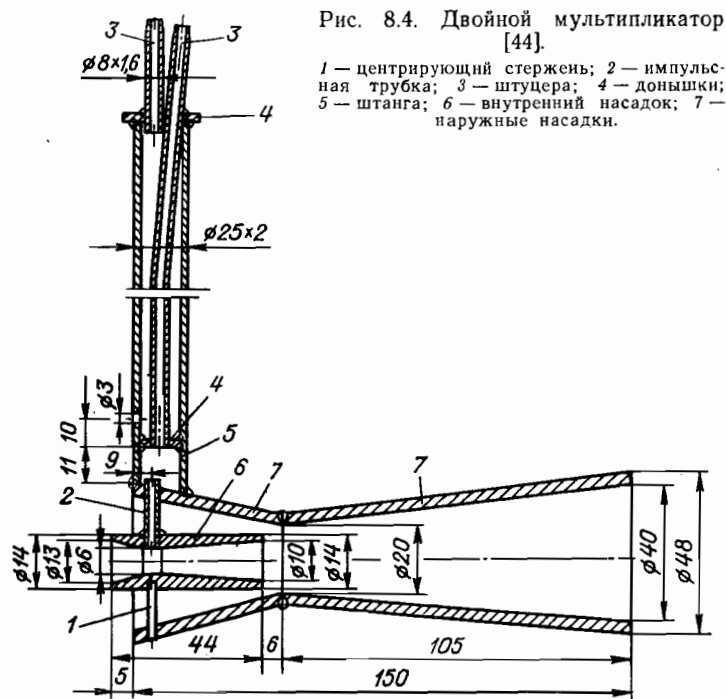


Рис. 8.4. Двойной мультипликатор [44].

1 — центрирующий стержень; 2 — импульсная трубка; 3 — штуцера; 4 — доньшки; 5 — штанга; 6 — внутренний насадок; 7 — наружные насадки.

§ 8.4. УСТАНОВЛЕНИЕ И УСТРАНЕНИЕ ПРИСОСОВ ВОЗДУХА

Котлы под разрежением с нецелосварными экранами, даже вновь построенные, часто обладают значительной неплотностью как топки, так и конвективного газохода. При наладке необходимо устранить неплотностей газоходов; после устранения их с целью определения качества организации процесса горения в топочной камере при полученных критических избытках воздуха необходимо знание присосов воздуха в топке на номинальной нагрузке.

Места присосов в газоходах котлоагрегата определяются факелом. Для этого неработающий котел ставится под возможно большее разрежение, и обмуровка котла снаружи «прошупывается» горящим факелом. Места неплотностей визуально обнаруживаются по затягиванию в них факела.

После герметизации котла экспресс-методом ЮО «Тех-энерго» производится определение присосов воздуха в топочной камере и в газоходе пароперегревателя. Для этого должны быть организованы газовый анализ за пароперегревателем, измерение разрежения в нижней части топочной камеры и контроль расхода воздуха, поступающего в топку. Контроль расхода воздуха, организованно поступающего на горелки, может

осуществляться по сопротивлению воздухоподогревателя по воздушной стороне при наличии такового или по напорным трубкам или мультипликаторам на воздуховодах при отсутствии воздухоподогревателя (как на котлах малой мощности). Отбор проб газа на анализ в котлах малой мощности может осуществляться как перед кипятильным конвективным пучком, так и в рассечке его (например, за первым ходом дымовых газов в районе выходного окна чугунной перегородки). На время проведения эксперимента должен быть организован контроль постоянства расхода топлива, отключена защита котла и система автоматики по горению и разрежению.

Нагрузка котла устанавливается около $0,8 D_{\text{ном}}$. Газовым анализом определяется $\alpha_{\text{пп}}^{\text{р}}$ — избыток воздуха за пароперегревателем при работе котла с нормальным разрежением; коэффициент избытка воздуха за ним должен быть равным примерно 1,3 с целью предупреждения появления химической неполноты сгорания в дальнейшем, при переходе работы топки под давлением. Затем прикрытием направляющего аппарата дымососа в нижней части топки устанавливается нулевое разрежение, и топка начинает работать под давлением — в верхней части топки устанавливается давление, равное самотяге топки. В это время расход воздуха через горелки за счет подпора со стороны топки уменьшается. По сопротивлению воздухоподогревателя или показаниям напорных трубок или мультипликаторов устанавливаются прежний расход воздуха на горелки и производят газовый анализ за пароперегревателем при работе топки под давлением. Для предупреждения загазованности котельной и перегрева балок и каркаса котла эксперимент необходимо провести в достаточно короткий промежуток времени. При производстве газового анализа при работе топки под давлением с помощью колб аспиратора длительность режима под давлением не должна превышать 5—7 мин.

Присосы воздуха по этой методике определяются как

$$\Delta \alpha = \alpha_{\text{пп}}^{\text{р}} - \alpha_{\text{пп}}^{\text{д}}, \quad (8.1)$$

где $\alpha_{\text{пп}}^{\text{р}}$ и $\alpha_{\text{пп}}^{\text{д}}$ — соответственно избытки воздуха за пароперегревателем при разрежении и давлении в топке.

Абсолютная погрешность определения присосов воздуха данным методом составляет менее 1 % теоретически необходимого количества воздуха.

При невозможности или невозможности контроля разрежения в нижней части топки при определении присосов по данному методу в верхней части топки во втором этапе устанавливаются давление, равное самотяге топки из расчета того, что на каждый метр высоты топки самотяга изменяется примерно на 10 Па.

Существует другой упрощенный экспресс-метод ЮО «Тех-энерго» определения присосов в топочной камере и паропере-

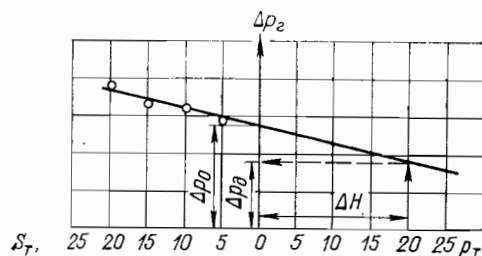


Рис. 8.5. График определения сопротивления газового тракта котлоагрегата при условной работе топки под давлением [44].

гревателе в зависимости от поддерживаемого в топке разрежения. При данном способе определения присосов кроме контроля расхода воздуха по сопротивлению воздухоподогревателя по воздушной стороне необходимо измерение сопротивления газового тракта котлоагрегата от места отбора дымовых газов на анализ (за пароперегревателем) до воздухоподогревателя включительно (точка отбора импульса разрежения — за воздухоподогревателем). Разрежение сверху и внизу топки должно измеряться микроманометрами с точностью до 2 Па.

На нагрузке примерно равной $0,8 D_{\text{ном}}$, и избытке воздуха за пароперегревателем $\alpha_{\text{пп}} = 1,3 \div 1,4$ при эксплуатационном разрежении производятся газовый анализ дымовых газов с целью определения избытка воздуха за пароперегревателем и измерение сопротивления газового тракта. Далее ступенями увеличивают разрежение на выходе из топки до 50, 100, 150 и 200 Па, сохраняя неизменными нагрузку и расход воздуха на горелки и измеряя сопротивление газового тракта.

По снятым значениям разрежения в топке S_T и сопротивления газового тракта Δp_T строят график (рис. 8.5, левая часть), после чего полученную прямую экстраполируют вправо в область работы топки под давлением p_T . Затем по оси абсцисс откладывают разность разрежений в нижней и верхней части топки ΔH при работе топки при эксплуатационном разрежении и по графику находят сопротивление газового тракта Δp_d , соответствующее тому значению, как если бы топка работала под давлением с нулевым разрежением в нижней части.

Значение присосов воздуха подсчитывают по эмпирической формуле

$$\Delta \alpha = \frac{\alpha_{\text{пп}}}{2} \left(1 - \sqrt{\frac{\Delta p_d}{\Delta p_0}} \right), \quad (8.2)$$

где Δp_0 — сопротивление газового тракта при эксплуатационном режиме

Учитывая, что присосы обратно пропорциональны нагрузке, присосы на номинальной нагрузке определяют по соотношению

$$\Delta \alpha_{\text{ном}} = \Delta \alpha \frac{D}{D_{\text{ном}}}, \quad (8.3)$$

где D и $D_{\text{ном}}$ — соответственно нагрузка во время опытов и номинальная.

Этим методом присосы определяются за 10—15 мин.

§ 8.5. ПРИБОРЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ РЕЖИМНО-НАЛАДОЧНЫХ ИСПЫТАНИЙ Определение состава продуктов сгорания (газовый анализ)

Приборы, предназначенные для количественного определения одного или нескольких компонентов в газовой смеси, называют газоанализаторами. При разного рода испытаниях котлоагрегатов с целью определения экономичности их работы (режимно-наладочные, приемосдаточные, научно-исследовательские и т. д.) необходимо определение состава продуктов сгорания на содержание в них O_2 , RO_2 , N_2 и продуктов неполного сгорания — H_2 , CO (выход метана CH_4 при сжигании мазутов не наблюдается). Определение количественного состава O_2 и RO_2 в сухих продуктах сгорания производится химическим методом на объемных химических газоанализаторах типа Орса — ГХП-100, ГХП-3М.

Химические методы количественного определения компонентов основаны на последовательном избирательном поглощении компонентов газовой смеси различными поглотителями. При химическом поглощении компонентов поглотителями объем газов уменьшается: продукты взаимодействия компонентов с поглотителями переходят в раствор. Если определяют количественное содержание нескольких компонентов, то их последовательно удаляют из газовой смеси соответствующими поглотителями и по разности объемов до начала поглощения и после него определяют объемное содержание компонентов газовой смеси.

Один из сосудов объемных газоанализаторов типа Орса заполняется 25 %-ным раствором КОН (60 г 100 %-ного кристаллического КОН на 180 мл дистиллированной воды), другой — щелочным раствором пирогаллола (38 г 100 %-ного кристаллического КОН и 25 г пирогаллола на 180 мл дистиллята). Сосуды для увеличения поверхности соприкосновения газа с поглотителями заполнены капиллярными трубками. Первый сосуд поглощает из дымовых газов RO_2 (сумму CO_2 и SO_2), второй — кислород O_2 .

Отбор проб за дымососом вследствие хорошего перемешивания газов лопатками рабочего колеса может осуществляться в одной точке, в остальных случаях (например, в широких газоходах перед дымососом) — перфорированными (с отверстиями) трубками, расположенными в центрах равновеликих площадей по ширине газохода (рис. 8.6). Число перфорированных трубок для котлов средней и большой мощности — 3—7 с 4—7 отверстиями диаметром 3—5 мм.

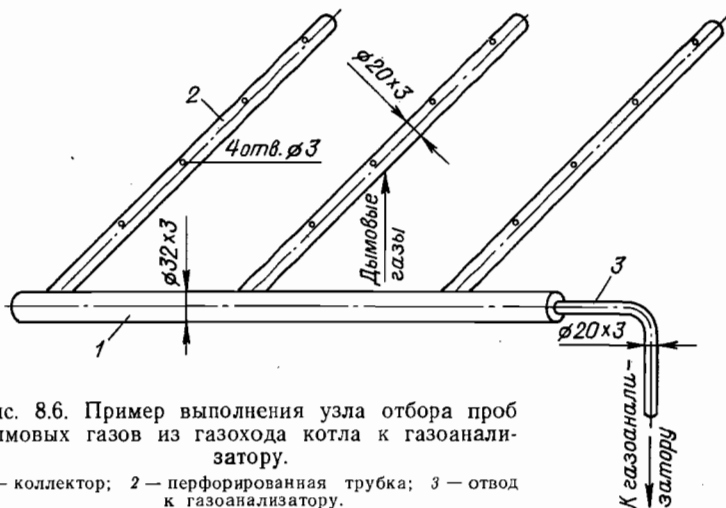


Рис. 8.6. Пример выполнения узла отбора проб дымовых газов из газохода котла к газоанализатору.

1 — коллектор; 2 — перфорированная трубка; 3 — отвод к газоанализатору.

Количество отверстий, которые должны быть расположены в центрах равновеликих площадей по глубине газохода, должно быть таким, чтобы площадь их сечения на одной трубке не превышала бы 20 % площади внутреннего сечения трубки; в этом случае разница в количествах отсасываемых дымовых газов через первое и последнее отверстие не превышает 10 % [11].

Во избежание забивания отверстий сажистыми и золовыми частицами их необходимо располагать на одной образующей против потока дымовых газов. Перфорированные трубки выводятся за пределы газоходов, подсоединяются к общему коллектору, с одного или двух торцов которого газы поступают к одному или двум газоанализаторам типа ГХП. Прокачка дымовых газов через систему отбора дымовых газов к газоанализаторам осуществляется при помощи электрических микрокомпрессоров или эжекторов (паровыми или воздушными).

При производстве газового анализа дымовых газов ошибки в измерениях во многом зависят от навыков и искусства исполнителя. Одной из ошибок в измерениях является изменение температуры анализируемого газа в бюретке при установке газоанализатора на солнце или у «горячего» котла. Изменение температуры газа в бюретке на 2–4 °С дает увеличение погрешности измерения более чем на 1 % [49]. К грубым ошибкам приводит насыщение пробы газа водяными парами. Полностью насыщенный водяными парами газ при температуре 25 °С содержит около 3 об. % водяных паров, поэтому измерение объема набранного газа надо производить не раньше чем через 1 мин после взятия пробы в бюретку. Указанного правила следует особенно строго придерживаться при анализе сухих продуктов сго-

рания. При соблюдении этого правила устраняется ошибка, связанная со стеканием запирающей жидкости со стенок бюретки. Конец отсчета также необходимо производить после стекания запирающей жидкости.

Возможны ошибки также, связанные с выделением запирающей жидкостью и поглотительными растворами газов, растворенных в них. Поэтому одними и теми же реактивами следует пользоваться при абсорбции газов близкого, однородного, состава. Иначе необходима перезарядка прибора. Во избежание поглощения запирающим раствором RO_2 непозволителен перелив раствора КОН в запирающую жидкость. Для избежания растворения газов в запирающей жидкости в качестве ее можно использовать концентрированные водные растворы солей NaCl , CaCl_2 , MgCl_2 или 10 %-ный раствор H_2SO_4 , так как растворимость газов в них значительно ниже, чем в воде. Полученный раствор окрашивают метилоранжем, вследствие чего он приобретает розовый цвет. Метилоранж — хороший индикатор, и изменение цвета раствора дает возможность обнаружить случайное попадание раствора КОН из поглотительного сосуда в запирающую жидкость. Перед производством анализов необходима проверка щелочного раствора пирогаллоловой кислоты по содержанию кислорода в воздухе. В объемных газоанализаторах сначала производится анализ на содержание RO_2 , затем на O_2 , так как щелочной раствор пирогаллоловой кислоты способен поглощать и RO_2 .

Анализ продуктов сгорания на количественное содержание в них горючих компонентов — H_2 , CO — производится методом хроматографии (количественное содержание N_2 также определяется этим способом).

Измерения температуры дымовых газов

При выборе балансовой точки за дымососом при уравнишенной тяге измерение температуры газов вследствие хорошего перемешивания газов за ним и малого градиента температур по сечению газохода может производиться в одной точке — в геометрическом центре сечения газохода. В остальных случаях — при измерениях до дымососа или при измерениях температур газов в газоходах котлов под наддувом — имеет место неравномерность температурного поля; в этих случаях необходима тарировка температурного поля в центрах равновеликих сечений с установкой контрольной точки с измерением температуры в геометрическом центре сечения газохода и выводом коэффициента поля на нагрузку близкой к номинальной и избытке воздуха близком к оптимальному.

В дальнейшем в основных опытах на номинальной нагрузке и нагрузках, отличающихся от номинальной, измерение темпе-

Таблица 8.1
ГРАДУИРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРМОПАР ПРИ ТЕМПЕРАТУРЕ СВОБОДНЫХ КОНЦОВ 0°С

Температура, °С	ТермоЭДС, при градуировке	
	ХА	ХК
0	0,00	0,00
10	0,40	0,65
30	1,20	1,98
50	2,02	3,35
100	4,10	6,95
200	8,13	14,66
300	12,21	22,91
400	16,40	31,49
500	20,65	40,16
600	24,91	49,02
700	29,15	57,77
800	33,32	66,42
900	37,37	—
1000	41,32	—
1100	45,16	—
1200	48,87	—
1300	52,43	—

Таблица 8.2
ГРАДУИРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРМОМЕТРОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Температура, °С	Сопротивление термометров, Ом				
	платиновых (ТСП) с номером градуировки			медных (ТСМ) с номером градуировки	
	20	21	22	23	24
—50	8,00	36,80	80,00	41,71	78,70
—25	9,00	41,42	90,04	47,36	89,35
0	10,00	46,00	100,00	53,00	100,00
25	11,00	50,55	109,88	58,65	110,65
50	11,97	55,06	119,70	64,29	121,30
75	12,95	59,54	129,44	69,93	131,95
100	13,91	63,99	139,10	75,58	142,60
125	14,87	68,40	148,69	81,22	153,25
150	15,82	72,78	158,21	86,37	163,90
180	16,95	77,99	169,54	93,64	176,68
200	17,70	81,43	177,03	—	—
250	19,56	89,96	195,56	—	—
300	21,38	98,34	213,79	—	—
350	23,17	106,60	231,73	—	—
400	24,94	114,72	249,38	—	—
450	26,67	122,70	266,74	—	—
500	28,38	130,55	283,80	—	—
550	30,06	138,27	300,58	—	—
600	31,71	145,85	317,06	—	—
650	33,33	153,30	333,25	—	—

ратуры газов производят в одной контрольной точке, а в расчетах умножают ее на коэффициент поля, равный отношению среднеарифметической температуры по сечению к температуре в контрольной точке при тарировке поля температур. При тарировке температурного поля необходимо учитывать инерцию датчиков температур и производить измерения после стабилизации показаний.

Для измерения температур дымовых газов применяются в основном термопары хромель — алюмель (ХА) и хромель — копель (ХК) с измерением ЭДС потенциометрами — переносными (ПП-1, ПП-2, ПП-63) или стационарными электронными автоматическими (КСП, ЭПП-09, ПС-1). Гибкие термопары непосредственно подсоединяются к потенциометрам; термопары в чехлах подсоединяются к потенциометрам соответствующими компенсационными проводами ХА и ХК (для термопар ХА пригоден компенсационный провод медь — константан).

Нестандартные термопары должны подвергаться градуировке. Для обеспечения постоянства температур холодных спаев в ответственных испытаниях применяют термостатирование их в сосудах Дьюара, заполненных тающим льдом. Холодные спаи термопар помещают в пробирку с обезвоженным трансформаторным маслом и погружают в термостат для поддержания температуры свободных концов равной 0 °С. Пробирки в термостате не должны касаться дна и стенок сосуда.

Термостатирование холодных спаев может осуществляться в коллекторе с холодной проточной водой; холодные спаи в этом случае также помещаются в пробирки с трансформаторным маслом, а те в свою очередь — в гильзы коллектора, охлаждаемые проточной водой. Для термостатирования также может быть использована массивная чугунная коробка, заполненная смесью теплоизоляционных материалов; холодные концы термопар помещают в коробку и благодаря тепловой инерции коробки обеспечивается постоянство температур свободных концов термопар. Для измерения температур охлаждающей воды при термостатировании в коллекторе и наполнительного материала при термостатировании в чугунной коробке используют ртутные термометры с ценой деления не более 0,5 °С.

Градуировочные характеристики термопар ХА и ХК приведены в табл. 8.1. При производстве менее ответственных испытаний (к примеру, рядовых режимно-наладочных) термостатирование холодных концов не производят, термопары непосредственно (или через компенсационные провода) подсоединяются к потенциометрам.

Температуры дымовых газов могут быть также измерены термометрами сопротивлений: платиновыми ТСП или медными ТСМ. Измерение сопротивлений термометров сопротивлений производится переносными равновесными мостами типа МВУ

или автоматическими мостами типов КСМ, ЭМП-209 и МС-1. Соединительные линии от термометров сопротивлений к вторичным приборам должны быть выполнены медным проводом типа ПР-500 или кабелем с медными жилами типа КВРГ и КНРГ сечением не менее 1,2—1,5 мм². Платиновые термометры сопротивлений позволяют измерять температуру среды с погрешностью до $\pm 0,1^\circ\text{C}$, а медные — до $\pm 1^\circ\text{C}$. Градуировочные характеристики термометров сопротивления приведены в табл. 8.2.

§ 8.6. ПОГРЕШНОСТЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ ТЕПЛА С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ

Основной составляющей потерь тепла при работе парогенераторов является потеря тепла с уходящими газами q_2 . При проведении рядовых режимно-наладочных испытаний допускается определение потерь тепла с уходящими газами по формуле М. Б. Равича (2.30). Абсолютная погрешность этой формулы по сравнению с формулой (2.29) в большинстве случаев не превышает 0,2 %.

При проведении специального рода испытаний — научно-исследовательских, гарантийно-приемочных — требуется определение потерь тепла с уходящими газами с предельной точностью. Умение вычислять погрешность определения этой величины позволяет рационально предпринимать меры по увеличению точности эксперимента и проводить его при заданных условиях с предельной точностью. Расчет q_2 при ответственных испытаниях следует производить по формуле (2.29). Так как [32]

$$q_2 = f(t_{yx}, t_b, h, t_{\max}, C', B, K),$$

где h — коэффициент разбавления сухих продуктов сгорания воздухом; C' , B и K — обобщенные характеристики топлива.

На основании дифференциальной формулы оценки ошибки функции нескольких переменных [35] абсолютная допустимая погрешность определения q_2

$$\begin{aligned} \varepsilon_{q_2} = & \left(\frac{\partial f}{\partial t_{yx}} \varepsilon_{t_{yx}} + \frac{\partial f}{\partial t_b} \varepsilon_{t_b} + \frac{\partial f}{\partial h} \varepsilon_{\bar{h}} \right) \bigg|_{\substack{t_{yx} = \bar{t}_{yx} \\ t_b = \bar{t}_b \\ h = \bar{h}}} + \\ & + \left(\frac{\partial f}{\partial t_{\max}} \varepsilon_{t_{\max}} + \frac{\partial f}{\partial C'} \varepsilon_{C'} + \frac{\partial f}{\partial B} \varepsilon_{\bar{B}} + \frac{\partial f}{\partial K} \varepsilon_{\bar{K}} \right) \bigg|_{\substack{t_{\max} = \bar{t}_{\max} \\ C' = \bar{C}' \\ B = \bar{B} \\ K = \bar{K}}} = \\ & = \varepsilon_{q_2}^{\text{изм}} + \varepsilon_{q_2}^{\text{топл}}, \end{aligned} \quad (8.4)$$

где $\varepsilon_{q_2}^{\text{изм}}$ — допустимая абсолютная погрешность определения, связанная с измерениями t_{yx} , t_b , h (или α); $\varepsilon_{q_2}^{\text{топл}}$ — допустимая абсолютная погрешность, связанная с погрешностью использования табличных значений топливных характеристик — жаропроизводительности и обобщенных характеристик при подсчете q_2 по формуле (2.30).

Формулу (2.30) использовали для получения выражения (8.4) как формулу, удобную для дифференцирования.

При подсчете q_2 по формуле (2.29) с учетом элементарного состава топлива $\varepsilon_{q_2}^{\text{топл}} = 0$ и

$$\begin{aligned} \varepsilon_{q_2} = \varepsilon_{q_2}^{\text{изм}} = & \frac{100}{t_{\max}} [C' + (h-1)BK] (\varepsilon_{t_{yx}} + \varepsilon_{t_b}) + \\ & + \frac{100}{t_{\max}} BK (t_{yx} + t_b) \varepsilon_{\bar{h}}. \end{aligned} \quad (8.5)$$

Подставляя в формулу (8.5) значения $t_{\max}$ и обобщенные характеристики C' , B , K в интервале $t = 100 \div 200^\circ\text{C}$ и значения h при $\alpha_{yx} = 1,1 \div 1,5$, получаем

$$\varepsilon_{q_2} = \varepsilon_{q_2}^{\text{изм}} = A (\varepsilon_{t_{yx}} + \varepsilon_{t_b}) + 0,032 (\bar{t}_{yx} + \bar{t}_b) \varepsilon_{\bar{h}}, \quad (8.6)$$

где коэффициент $A = 0,042$ при $\alpha_{yx} = 1,1$ и $0,055$ при $\alpha_{yx} = 1,5$; при промежуточных значениях α_{yx} коэффициент A определяется интерполированием.

При обработке цифрового материала измерений температур уходящих газов и воздуха, анализа дымовых газов на содержание RO_2 и O_2 и вычисления по ним h для каждого измерения необходимо вычислить среднеарифметические значения измеренных величин и допустимые погрешности их наблюдения.

Среднеквадратичная погрешность наблюдения, или выборочный стандарт, вычисляется по формуле

$$S = \sqrt{\frac{\sum (t_i - \bar{t})^2}{k-1}}, \quad (8.7)$$

где t_i — значение измеренной величины; $\bar{t}$ — среднеарифметическое значение k измерений величины t .

Среднеквадратичная погрешность среднеарифметического, или стандарт среднеарифметического, вычисляется по формуле

$$S_{\bar{t}} = \frac{S}{\sqrt{k}}. \quad (8.8)$$

Ошибки равноточных измерений с ограниченным числом наблюдений подчиняются дифференциальному закону распределения Стьюдента [35], по которому

$$\varepsilon_i = t_{\alpha} S_i, \quad (8.9)$$

где ε_i — вероятное допустимое отклонение среднеарифметического от истинного значения, погрешность наблюдения; t_{α} — точность определения; находится по таблице Стьюдента — Фишера [35] в зависимости от принятой вероятности и числа произведенных измерений без 1.

Для большинства инженерных расчетов вполне удовлетворяет вероятность $\alpha=0,95$. Так, при $\alpha=0,95$ значения точности определения при количестве измерений от 2 до 20 следующие: 12,71; 4,30; 3,18; 2,78; 2,57; 2,45; 2,37; 2,31; 2,26; 2,23; 2,20; 2,18; 2,16; 2,15; 2,13; 2,12; 2,11; 2,10; 2,09.

Для общего случая вычисления абсолютной погрешности какого-либо параметра по теореме о дисперсии суммы взаимно независимых событий [35] имеем

$$\varepsilon_{\text{общ}} = \sqrt{\varepsilon_n^2 + \varepsilon_{\text{гр}}^2 + \varepsilon_{\text{в.п.}}^2}, \quad (8.10)$$

где ε_n — допустимая погрешность наблюдения, определяемая по формуле (8.9); $\varepsilon_{\text{гр}}$ — допустимая погрешность градуировки и изготовления прибора; $\varepsilon_{\text{в.п.}}$ — допустимая погрешность вторичного прибора.

Погрешности $\varepsilon_{\text{гр}}$ и $\varepsilon_{\text{в.п.}}$ определяются по ГОСТ или паспортным данным приборов.

При определении q_2 по формуле (2.30) погрешность $\varepsilon_{q_2} = \varepsilon_{q_2}^{\text{изм}} + \varepsilon_{q_2}^{\Phi}$, где $\varepsilon_{q_2}^{\Phi}$ — погрешность формулы, жаропроизводительности и обобщенных характеристик, входящих в формулу (2.30).

При проведении серии расчетов q_2 по формулам (2.29) и (2.30) для малосернистого, сернистого и высокосернистого мазутов (см. табл. 1.1) при $t_{\text{гх}}=150^\circ\text{C}$ и $\alpha=1,1\div 1,5$ разница в q_2 в среднем для малосернистого и сернистого мазутов составила 0,06 %, для высокосернистого мазута с $S^p=2,8\%$ она равна 0,21 %.

Погрешность определения коэффициента разбавления сухих продуктов сгорания воздухом, равная погрешности определения коэффициента избытка воздуха, находится следующим образом:

$$h = \frac{RO_{2\text{ max}}}{RO_2} = \frac{100}{100 - 4,76O_2};$$

$$\varepsilon_h = \varepsilon_{\alpha} = \frac{476\varepsilon_{O_2}}{(100 - 4,76O_2)^2}. \quad (8.11)$$

У стандартных ртутных термометров с вложенной шкалой для теплотехнических измерений с диапазоном измерений $0-60^\circ\text{C}$, ценой деления $0,1^\circ\text{C}$ в интервале измерений температур $0-60^\circ\text{C}$ максимальная абсолютная погрешность составляет $\pm 0,15^\circ\text{C}$, с диапазоном измерений $0-125^\circ\text{C}$ и ценой деления 1°C в интервале температур $0-50^\circ\text{C}$ — $\pm 0,7^\circ\text{C}$, у термометра-вставки с диапазоном измерений $0-100^\circ\text{C}$ и ценой деления 1°C — $\pm 1^\circ\text{C}$ [31].

Для термоэлектрических термометров ТХА (градуировка ХА) допустимое отклонение градуировки в интервале температур $50-300^\circ\text{C}$ составляет $0,16\text{ мВ}$ ($\pm 4^\circ\text{C}$) и допустимое отклонение в паре между жилами $0,15\text{ мВ}$ ($\pm 3,75^\circ\text{C}$), для термоэлектрических термометров ТХК (градуировка ХК) соответственно $0,20\text{ мВ}$ ($\pm 3^\circ\text{C}$) и $0,20\text{ мВ}$ ($\pm 3^\circ\text{C}$) [31].

Суммарная предельная допускаемая абсолютная погрешность измерения ЭДС (термопары с вторичным прибором)

$$\Delta E = \pm \sqrt{\Delta E_n^2 + \Delta E_T^2 + \Delta E_{\text{ТП}}^2}, \quad (8.12)$$

где ΔE_n — предельно допускаемая абсолютная погрешность показаний и записи (погрешность потенциометра); ΔE_T — допустимое отклонение термоЭДС градуировки; $\Delta E_{\text{ТП}}$ — допустимое отклонение термоЭДС пары.

У переносного потенциометра ПП-63 с диапазонами измерений $0-25$, $0-50$, $0-100\text{ мВ}$ класс точности 0,05. Для автоматических электронных потенциометров, выпускаемых отечественной приборостроительной промышленностью, установлены классы точности 0,25; 0,5; 1,0 (ГОСТ 7164—78*).

Пределы допускаемой основной погрешности на всех отметках диаграммы самопишущих потенциометров устанавливаются в зависимости от класса точности и ширины поля записи при относительной влажности 60 %. При относительной влажности, отличной от 60 %, погрешности записи прибора будут увеличиваться. Так, для потенциометров с шириной поля записи 250 мм погрешность записи увеличивается на 0,07 % на каждые 10 % относительной влажности [31].

Для автоматических потенциометров класса точности 0,5 с шириной поля записи 250 мм пределы допускаемой основной погрешности на всех отметках диаграммы не должны превышать $\pm 0,5\%$, а для приборов того же класса точности и шириной поля записи 160 мм — $\pm 1\%$ нормирующего значения измеряемой величины.

Изменение показаний потенциометров с диапазоном измерений 10 мВ и более, имеющих компенсацию температуры свободных концов термоэлектрического термометра, вызванное изменением температуры окружающего воздуха от $20\pm 5^\circ\text{C}$ до любой температуры в интервале от 5 до 50°C на каждые 10°C ,

не должно превышать: 0,2 % для приборов классов точности 0,25 и 0,5; 0,25 % для приборов классов точности 1,0 (длина шкалы 250 мм) и 0,4 % (длина шкалы 160 мм) для потенциометров с диапазоном измерений 10 мВ [31].

Для потенциометров без компенсации температуры свободных концов термоэлектрического термометра изменение показаний на каждые 10 °С не должно превышать 0,1 % для приборов классов точности 0,25 и 0,5 и 0,15 % для приборов классов точности 1,0 [31].

Пример расчета допускаемой абсолютной погрешности определения q_2 при подсчете ее по формуле (2.29)

Анализ дымовых газов на содержание в них RO_2 и O_2 , а также измерение температуры уходящих газов термопарой ХА и переносным потенциометром ПП-63 осуществляется непосредственно за дымососом, исключая влияние полей температур и газового анализа за счет интенсивного перемешивания газов рабочим колесом дымососа.

Среднеарифметическое содержание O_2 в сухих продуктах сгорания при 20 измерениях 3,97 %, выборочный стандарт по формуле (8.7) 0,1415 %.

Среднеарифметическая температура уходящих газов при 20 измерениях $\bar{t}_{yx} = 150,7$ °С, измеренная термопарой ХА, выборочный стандарт по формуле (8.7) 1,453 °С (усреднения производим по милливольтам).

Температура свободных концов термопары постоянная с термостатированием в теплоизоляционном ящике с измерением ее ртутным термометром с максимальной допустимой абсолютной погрешностью 1 °С.

Среднеарифметическая температура холодного воздуха, поступающего в котельный агрегат, при 20 измерениях $\bar{t}_в = 31,5$ °С, выборочный стандарт 1,2 °С; измерялась ртутным термометром с максимальной допустимой погрешностью 1 °С.

Стандарт среднеарифметического измерения O_2

$$S_{\bar{O}_2} = \frac{S}{\sqrt{k}} = \frac{0,1415}{\sqrt{20}} = 0,0316 \text{ \%}.$$

Погрешность равноточных измерений O_2

$$\epsilon_{\bar{O}_2} = t_{\alpha} S_{\bar{O}_2} = 2,09 \cdot 0,0316 = 0,066 \text{ \%}.$$

Максимально допустимая абсолютная погрешность h или α

$$\epsilon_{\bar{h}} = \epsilon_{\bar{\alpha}} = \frac{476 \cdot \epsilon_{\bar{O}_2}}{(100 - 4,76 O_2)^2} = \frac{476 \cdot 0,066}{(100 - 4,76 \cdot 3,97)^2} = 0,0048.$$

Стандарт среднеарифметического измерения температуры уходящих газов

$$S_{\bar{t}_{yx}} = \frac{S}{\sqrt{k}} = \frac{1,453}{\sqrt{20}} = 0,325 \text{ °С}.$$

Погрешность равноточных измерений $\bar{t}_{yx}$ (допустимая погрешность наблюдения)

$$\epsilon_{\bar{t}_{yx}} = t_{\alpha} S_{\bar{t}_{yx}} = 2,09 \cdot 0,325 = 0,68 \text{ °С}.$$

Абсолютная допустимая погрешность потенциометра ПП-63

$$\Delta E_{\text{п}} = \frac{0,05 \cdot 25}{100} = 0,0125 \text{ мВ}.$$

Допустимое отклонение градуировки термопары ХА $\Delta E_{\text{т}} = 0,16$ мВ. Допустимое отклонение в паре между жилами $\Delta E_{\text{тп}} = 0,16$ мВ. Суммарная предельная абсолютная погрешность измерения ЭДС

$$\Delta E = \pm \sqrt{\Delta E_{\text{п}}^2 + \Delta E_{\text{т}}^2 + \Delta E_{\text{тп}}^2} = \sqrt{0,0125^2 + 0,16^2 + 0,16^2} = 0,22 \text{ мВ (5,5 °С)}.$$

Абсолютная допустимая погрешность измерения $\bar{t}_{yx}$

$$\epsilon_{\bar{t}_{yx}} = \sqrt{\epsilon_{\text{н}}^2 + \epsilon_{\text{в.п}}^2 + \epsilon_{\text{р.т}}^2} = \sqrt{0,68^2 + 5,5^2 + 1^2} = 5,64 \text{ °С}.$$

Здесь $\epsilon_{\text{р.т}}$ — погрешность ртутного термометра.

Стандарт среднеарифметического измерения температуры холодного воздуха

$$S_{\bar{t}_в} = \frac{1,2}{\sqrt{20}} = 0,269 \text{ °С}.$$

Погрешность равноточных измерений $\bar{t}$ (допустимая погрешность наблюдения)

$$\epsilon_{\bar{t}} = 2,09 \cdot 0,269 = 0,562 \text{ °С}.$$

Абсолютная допустимая погрешность измерения $t_{\text{в}}$

$$\epsilon_{\bar{t}_в} = \sqrt{\epsilon_{\text{н}}^2 + \epsilon_{\text{гр}}^2} = \sqrt{0,562^2 + 1^2} = 1,15 \text{ °С}.$$

Абсолютная максимально допустимая погрешность q_2

$$\epsilon_{q_2} = \epsilon_{q_2}^{\text{изм}} = A (\epsilon_{\bar{t}_{yx}} + \epsilon_{\bar{t}_в}) + 0,032 (\bar{t}_{yx} + \bar{t}_в) \epsilon_{\bar{h}} = 0,042 (5,64 + 1,15) + 0,032 (150,7 + 31,5) \cdot 0,0048 = 0,285 + 0,028 = 0,313 \text{ \%}.$$

ТРАНСПОРТ И ХРАНЕНИЕ МАЗУТОВ. МАЗУТНОЕ ХОЗЯЙСТВО И ЕГО ОБОРУДОВАНИЕ

§ 9.1. ДОСТАВКА И СЛИВ

Доставка мазута на электростанции и промышленные котельные осуществляется железнодорожным, трубопроводным, водным и автомобильным транспортом. Автомобильным транспортом мазут доставляется в основном в промышленные и коммунальные котельные, а также в небольшие внутризаводские и коммунальные электростанции с небольшим потреблением топлива, при отсутствии железнодорожного транспорта и незначительных расстояниях от места доставки топлива. По трубопроводам мазут доставляется главным образом при расположении котельных и ТЭС вблизи от нефтеперерабатывающих заводов (комбинатов) или магистральных мазутопроводов. В нашей стране для доставки мазута в основном используется железнодорожный транспорт. Несмотря на то что водный транспорт дешевле в 4—5 раз, сезонность его в нашей стране (в связи с замерзанием водоемов) вызывает создание больших емкостей для хранения топлива в зимний период времени.

При доставке топлива по железной дороге оно сливается в приемно-сливные устройства. Топливо доставляется в цистернах вместимостью 50, 60, 90 и 120 т. Длина фронта разгрузки приемно-сливных устройств для основных мазутных хозяйств принимается исходя из слива расчетного суточного расхода топлива (за расчетный суточный расход принимается расход мазута при 20-часовой работе всех агрегатов на номинальной нагрузке), но не менее $\frac{1}{3}$ длины маршрута. Так, при длине фронта разгрузки 90 м при сливе в 4 ряда лотков обеспечивается одновременный слив из 16 цистерн по 60 т или 8 цистерн по 120 т [37, 45].

Для котельных с давлением пара не более 4 МПа и с температурой воды не более 200 °С длина фронта разгрузки мазута, применяемого в качестве аварийного или растопочного топлива, рассчитывается из условий: на одну железнодорожную цистерну для котельных мощностью до 100 МВт, на две железнодорожные цистерны — для котельных мощностью более 100 МВт.

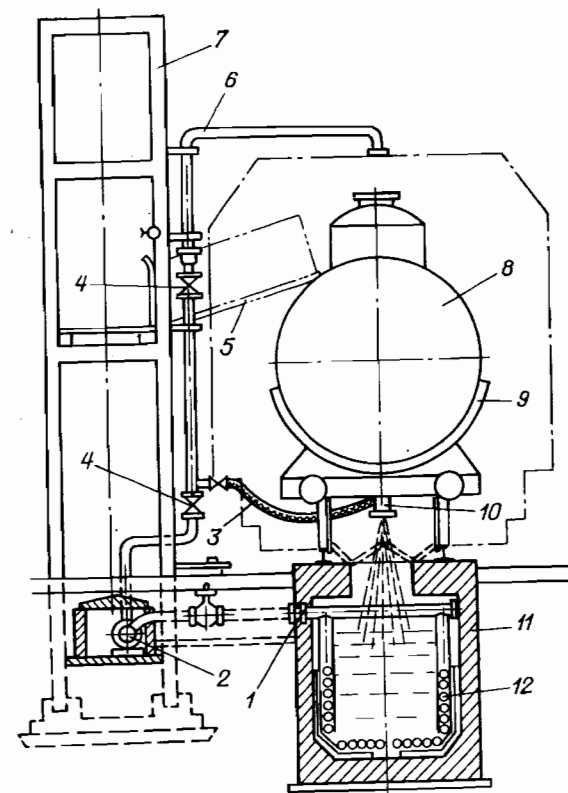


Рис. 9.1. Сливное устройство [37].

1 — металлические крышки желоба; 2 — паропровод; 3 — паровой шланг; 4 — запорные вентили; 5 — перекидной мостик; 6 — поворотная колонка для присоединения шланга при разогреве мазута открытым способом; 7 — стойка эстакады; 8 — железнодорожная цистерна; 9 и 10 — сливной прибор; 11 — межрельсовый сливной желоб (лоток); 12 — трубчатые подогреватели.

Разгрузочные (сливные) эстакады (рис. 9.1) представляют собой платформы шириной 1,2 м, собранные из плоских железобетонных рам и расположенные выше головки рельсов. Вдоль всего фронта слива через каждые 6 м установлены стойки 7 из металла или железобетона, на которых смонтировано оборудование сливной эстакады. На стойках закреплены вертикальные отводы от общего паропровода 2, расположенного вдоль эстакады в канале или на отметке 3,5—4,0 м для подачи пара к поворотной колонке 6 или к гребенке греющего прибора при разогреве мазута открытым паром. На эстакадах у каждого стойка имеются откидные мостики 5 для подхода к головкам цистерн. Шлангом 3 осуществляется подвод пара к сливному прибору 9 и 10 (9 — паровая рубашка, 10 — обогрев сливного пат-

рубка). Регулирование расхода (давления) пара, а также отключение его осуществляется вентилями 4. Слив осуществляется в межрельсовый сливной желоб 11 шириной 930 мм. Сливные лотки (желоба) выполняются с уклоном 1—2° к середине фронта слива к общему сливному лотку. На днище и боковых стенках лотка располагается паровой подогреватель 12 из труб диаметром 50 мм. Для улучшения опорожнения лотков выполняют рециркуляцию мазута из приемных резервуаров в лотки погружными насосами через подогреватели мазута с подогревом его до 90—95 °С.

Для слива мазута требуется разогрев его до температуры 30 °С для мазута марки М40 и 60 °С для мазута марки М100. Существует несколько способов слива мазута из цистерн в приемные лотки: при разогреве его «открытым паром», при разгрузке цистерн в закрытых тепляках, слив с рециркуляционным подогревом, слив из цистерн с паровой рубашкой, слив мазута под избыточным давлением.

По нормам МПС продолжительность обработки маршрутов в холодное время года (с 15 октября по 15 апреля) составляет 10 ч для мазутов всех марок, в теплое время года — 4 ч. Длительность слива двухосных цистерн в пунктах механизированного слива должна быть не более 1 ч 15 мин, а для четырехосных цистерн не более 2 ч, остальное время приходится на разогрев мазута и вспомогательные операции.

Слив с подогревом «открытым паром»

Этот способ наиболее широко распространен. Устройство состоит из центральной прямой и двух изогнутых боковых перфорированных (с отверстиями в шахматном порядке) штанг. Боковые штанги служат для прогрева мазута у торцов цистерн, центральная — для прогрева мазута у сливного отверстия. Пар подается через отверстия штанг диаметром 5—6 мм, общая площадь отверстий должна быть вдвое больше площади проходного сечения штанг. Штанги соединяются резиновыми шлангами с паропроводами через стояки с тройниками или с поворотной колонкой 6 (см. рис. 9.1). На отдельные штанги пар регулируется вентилями. При температуре мазута менее температуры застывания опускают сначала центральную штангу к сливному отверстию, подавая через нее пар, затем вводят боковые штанги.

При этом способе используют сухой насыщенный или перегретый пар с температурой не более 280 °С и давлением 0,6—1,5 МПа. Температура пара должна быть ниже температуры воспламенения. Разогрев и перемешивание топлива в цистерне при этом способе осуществляются за счет теплоты конденсаций пара.

При разогреве «открытым паром» мазут значительно обводится — до 8 % (тяжелые мазуты не отстаиваются от воды), расходуется большое количество пара — до 100 кг/т [39]. Кроме этих недостатков способ требует значительного времени для проведения операции — время разогрева и слива составляет 6—10 ч, обслуживание связано с затратой тяжелого ручного труда, цистерны после слива подлежат зачистке.

Разгрузка цистерн в закрытых тепляках

Разогрев цистерн в закрытых тепляках осуществляется подогретым воздухом. Воздух в тепляках нагревается излучением трубных экранов, обогреваемых паром; цистерны разогреваются конвекцией циркулирующего воздуха. Время разогрева уменьшается за счет более интенсивного притока тепла к стенкам цистерн. Время разогрева и слива мазута при этом способе составляет 6—7 ч. Такой способ разогрева и слива цистерн имеет ряд преимуществ по сравнению с подогревом «открытым паром»: уменьшается время разогрева цистерн и увеличивается оборачиваемость парка цистерн, отсутствует обводнение мазута, увеличивается фактический запас мазута на ТЭС примерно на 5 %, используется конденсат греющего пара, уменьшается загрязнение территории мазутослива и количество загрязненных мазутом ливневых стоков с территории мазутослива, улучшаются условия работы и сокращается количество обслуживающего персонала [37].

Слив мазута с рециркуляционным подогревом

Разогрев мазута в центре цистерны до сливного клапана осуществляют переносным паровым подогревателем. Подогреватель опускают и поднимают поворотным краном — укосиной, оборудованным подъемным крюком и ручной лебедкой. Подогретый мазут из сливного клапана поступает на всас насоса (непосредственно или же через промежуточный бак, оборудованный подогревателем). От насоса с температурой ниже температуры вспышки мазут подается в приемную емкость и на брандспойт в цистерну для разогрева и размывания мазута в цистерне.

Этот способ слива наиболее дешевый, несмотря на то что по расходу пара он уступает подогреву стационарными змеевиками и способу слива «открытым паром», а по продолжительности — подогреву стационарными змеевиками. Достоинство способа — отсутствие обводнения.

Циркуляционный метод подогрева топлива в цистернах неоднократно проверялся в промышленных условиях. Широкого

применения не нашел из-за значительных капитальных затрат, сложности коммуникаций, необходимости иметь мощные подогреватели и ряда других технических затруднений.

Слив из цистерн с паровой рубашкой

Пар под давлением 0,3 МПа подводится к штуцеру паровой рубашки 9 (см. рис. 9.1) цистерны, нагревает сливной патрубок, поступает в паровую рубашку по всей длине цистерны через вырезы швеллеров, расположенных поперек рубашки. Конденсат пара отводится по желобу, устроенному вдоль нижней части паровой рубашки, через патрубок. За несколько минут температура стенки обогреваемой части нагревается до 80 °С и холодный мазут начинает скользить по горячей поверхности к сливному патрубку. В этих условиях средняя температура мазута, поступающего в приемное устройство, может быть значительно ниже температуры застывания.

Мазут М100 из цистерн с паровой рубашкой может быть слит в среднем в 2,2—4,2 раза быстрее, чем из цистерн обычной конструкции, в 2,2—2,5 раза сокращается расход пара, не происходит обводнение, в 10—12 раз уменьшается остаток на дне цистерн, отпадает необходимость в ручной зачистке. При этом способом более просто оборудуются эстакады и почти в 2 раза уменьшается количество сливщиков. Недостатком способа является увеличение массы цистерн примерно на 5 % [7].

Слив мазута под избыточным давлением

Осуществляется паром или сжатым воздухом. Для создания давления на люк клапана цистерны герметично устанавливают съемную крышку, на которой имеются патрубки для подвода пара или воздуха, для манометра и предохранительных клапанов. На крышке имеется патрубок для подведения пара к подогревателю для ускорения слива и зачистки цистерн.

При сливе мазута с вязкостью 0,4 см²/с из цистерны вместимостью 50 м³ через сливной патрубок диаметром $d=200$ мм при приведенной длине сливного прибора $l/d=3$ и избыточном давлении 0,1 МПа время слива сокращается на 52 % по сравнению со сливом при отсутствии давления [7]. Чем выше вязкость, тем больше разница во времени слива. Однако с ростом вязкости увеличивается остаток у торцов цистерн. Большое сокращение времени достигается применением способа с паровым подогревом сливного патрубка. Остатки, однако, в цистерне остаются такими же. Наибольший эффект способа достигается с применением цистерн с паровой рубашкой. В этом случае остатки отсутствуют и зачистка цистерн не нужна. Широкому применению этого способа способствует наличие на всех выпускаемых цис-

тернах герметичного люка и сливного устройства. Кроме того, цистерны оборудуются двумя предохранительными клапанами: один — на избыточное давление 0,15 МПа, другой — на разрежение 0,02 МПа.

По сливным желобам мазут самотеком поступает в приемные резервуары — подземные железобетонные емкости. Перед каждым приемным резервуаром устанавливается подъемный фильтр-сетка и сооружается огнепреградительный гидрозамок. Приемные резервуары оборудуются паровыми подогревателями, поддерживающими температуру мазута в них не ниже 70 °С. На приемных резервуарах устанавливают погружные нефтяные насосы для перекачки мазута в основные резервуары мазутохранилища (не менее двух насосов на одну емкость).

Для ТЭС вместимость приемных резервуаров должна быть не менее 20 % вместимости всех одновременно сливаемых цистерн. Для котельных с паровыми, водогрейными и пароводогрейными котлами с давлением пара не более 4 МПа и температурой воды не более 200 °С вместимость приемных резервуаров для мазута, доставляемого по железной дороге, должна обеспечивать прием топлива в течение 30 мин при аварийной остановке перекачивающих насосов. Расчет вместимости резервуара производится исходя из нормативного времени слива в летний период.

В типовых проектах мазутохозяйства мощных ГРЭС предусмотрено сооружение двух цилиндрических железобетонных резервуаров сборной конструкции диаметром 13 м и вместимостью по 600 м³. Каждый резервуар оборудован восемью секционными паровыми подогревателями с поверхностью нагрева по 6 м². Конденсат от подогревателей, так же как и от паровых спутников лотков, отводится в барботер. Общая вместимость приемных резервуаров, приемных и раздающих лотков ГРЭС мощностью 2400 МВт составляет 1900 м³, а время наполнения их при остановке перекачивающих насосов составляет около 2 ч. Мазутное хозяйство промышленных ТЭЦ оборудуется одним железобетонным резервуаром сборной конструкции вместимостью 200 м³ (диаметром 9,5 м, высотой 3 м). Применяют также прямоугольные железобетонные резервуары. Промышленные котельные, сжигающие мазут как основное топливо, оборудуются одним приемным баком вместимостью 25 м³ при расходе мазута 0,9 кг/с и 50 м³, 75 м³ при расходах 0,9—1,7 кг/с и свыше 1,7 кг/с соответственно. При сжигании мазута в промышленных котельных в качестве резервного топлива устанавливают один бак вместимостью 25 м³. В отопительных котельных устанавливают один бак вместимостью 25 м³, если мощность котельной менее 30 МВт, при большей мощности — вместимостью 50 м³.

§ 9.2. МАЗУТНОЕ ХОЗЯЙСТВО

Мазутные хозяйства подразделяются на основные и растопочные. Основное мазутное хозяйство предназначено для работы ТЭС или котельной только на мазуте, мазуте и газе или мазуте в качестве резервного топлива. Растопочные мазутные хозяйства применяются для котлов, работающих на твердых топливах (пылеугольных), для растопки котлов и подсвечивания факела в топке; они применяются только на ТЭС.

Схемы мазутного хозяйства, зависящие от давления топлива перед форсунками котлов, подразделяются на двухступенчатые — с насосами и мазутонасосной первого и второго подъема и одноступенчатые — с одной ступенью насосов. В двухступенчатых схемах прокачка мазута через котельную осуществляется насосами второго подъема. В задачу насосов первого подъема входит прокачка топлива из основных резервуаров через подогреватели и фильтры тонкой очистки на всас насосов второго подъема, а также подача топлива через рециркуляционную линию в основные резервуары. В одноступенчатых схемах прокачка топлива из основных резервуаров через фильтры тонкой очистки и подогреватели через котельную с рециркуляцией обратно в основные емкости осуществляется одной ступенью насосов.

Применяется также схема мазутопроводов с двухступенчатой мазутной насосной с выделенным контуром рециркуляции с насосами рециркуляции и прокачиванием мазута из основных резервуаров через подогреватели после рециркуляционных насосов обратно в основные емкости. Одноступенчатые схемы применяются в промышленных котельных и на ТЭС мощностью менее 250 МВт.

В состав мазутного хозяйства входят: приемно-сливные устройства; мазутохранилища (приемные и основные емкости); мазутонасосная (с насосами, подогревателями, фильтрами); паромазутопроводы; установки для приема, хранения и ввода жидких присадок; система пожаротушения.

Мазутохранилища

Для хранения необходимого количества мазута на электростанциях предусматриваются мазутохранилища с металлическими или железобетонными резервуарами вместимостью: для растопочных мазутохозяйств — 1000, 2000 и 3000 м³ (по типовому проекту растопочного мазутохозяйства Теплоэлектропроекта для мощных электростанций); для основных мазутохозяйств — 5000 (при подаче мазута по трубопроводам), 10 000, 20 000, 30 000, 50 000 и 100 000 м³. В промышленных котельных для основного или резервного топлива предусматривают желе-

зобетонные или стальные (с разрешения Госстроя СССР) резервуары вместимостью 25, 50, 100, 200, 400 и 1000 м³.

Резервуары могут быть наземными или подземными. Обычно резервуары основных мазутохозяйств выполняют наземными с обсыпкой или обвалованием грунтом. Резервуары располагают в виде отдельных групп; каждая группа резервуаров имеет общую обсыпку или обвалование грунтом. Резервуары растопочных мазутохозяйств обычно также выполняют наземными. Для наземных металлических резервуаров, устанавливаемых в районах со средней годовой температурой наружного воздуха до 9 °С, должна предусматриваться тепловая изоляция из негорючих материалов.

Вместимость мазутохранилищ для электростанций, у которых мазут является основным, резервным или аварийным топливом, принимается согласно данным табл. 9.1 [37]. Вместимость мазутохранилищ для промышленных котельных с давлением пара до 4 МПа и температурой воды до 200 °С принимается согласно данным табл. 9.2.

Таблица 9.1
ВМЕСТИМОСТЬ МАЗУТОХРАНИЛИЩ ТЭС [37]

Мазутохозяйство	Вместимость хранилищ
Основное — для ТЭС на мазуте при доставке по железной дороге	На 15-суточный расход
Основное — для ТЭС на мазуте при подаче по трубопроводам	На 3-суточный расход
Для резервного топлива ТЭС, работающей на газе	На 10-суточный расход при полной мощности ТЭС
Для аварийного топлива ТЭС, работающей на газе	На 5-суточный расход при полной мощности ТЭС
Основное — для пиковых водогрейных котлов	На 10-суточный расход, подсчитанный исходя из средней температуры за самый холодный месяц
Растопочное при общей производительности парогенераторов менее 4000 т/ч	Три резервуара по 1000 м ³
Растопочное при общей производительности парогенераторов более 4000 т/ч	Три резервуара по 2000 м ³ или по 3000 м ³ согласно типовому проекту ТЭС

Таблица 9.2

ВМЕСТИМОСТЬ МАЗУТОХРАНИЛИЩ ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Назначение и способ доставки топлива	Вместимость хранилищ
1. Основное и резервное, доставляемое по железной дороге	На 10-суточный расход
2. То же, доставляемое автомобильным транспортом	На 5-суточный расход
3. Аварийное для котельных, работающих на газе, доставляемое по железной дороге или автомобильным транспортом	На 3-суточный расход
4. Основное, резервное и аварийное, доставляемое по трубопроводам	На 2-суточный расход
5. Растопочное для котельных мощностью 116 МВт и менее	Два резервуара по 100 т
6. Растопочное для котельных мощностью более 116 МВт	Два резервуара по 200 т

Для хранения основного, резервного и растопочного топлива предусматриваются не менее двух резервуаров. Для хранения аварийного топлива допускается установка одного резервуара. Резервуары оборудуются устройствами для приема, подогрева и выдачи мазута, а также приборами для измерения уровня и отбора пробы. Каждая группа резервуаров имеет следующие общие линии: напорную от погружных насосов приемных емкостей, всасывающую линию основных насосов и линию рециркуляции от циркуляционных насосов или основных насосов. Рециркуляция способствует лучшему перемешиванию в резервуарах, а также подогреву его в емкостях. Отстой воды в емкостях не предусматривается.

Змеевиковые подогреватели в основных резервуарах устанавливаются в непосредственной близости от заборных патрубков основных и циркуляционных насосов. Перемешиванию мазута в резервуарах мазутохранилища способствует также подача его от погружных насосов приемных емкостей в нижнюю часть резервуаров через сопла мазутоприемников. Для осмотров резервуаров на их перекрытиях устанавливают смотровые люки, там же устанавливается дыхательный клапан, предохранительный клапан и огнепреградитель.

На территории растопочных мазутохозяйств вблизи складов мазута располагают склад масла и горючесмазочных материалов. Так, в типовом проекте на растопочное мазутохозяйство Теплоэлектропроекта с емкостями основных резервуаров по 3000 м³ предусмотрено сооружение открытого склада турбинного и изоляционного масла с четырьмя емкостями по 70 м³ с маслоаппаратной и открытого склада огнестойкого масла с четырьмя емкостями по 70 м³.

Мазутонасосные

Для подготовки топлива к сжиганию (очистки его, подогрева, создания необходимого давления) служат мазутонасосные, которые располагаются в отдельно стоящих одноэтажных зданиях. В зависимости от рабочего давления топлива перед форсунками горелок парогенераторов, а также способа рециркуляции топлива мазутонасосные могут быть одноступенчатыми (с одной ступенью насосов) и двухступенчатыми (с насосами первого и второго подъема) с насосами рециркуляции или без них.

В мазутонасосную ТЭС входят: насосное отделение, помещение щита управления, распределительный электрический щит, камеры трансформаторов, вентиляционные установки и бытовые помещения. В мазутонасосной на отметке 0,00 м располагают насосы второго подъема и фильтры тонкой очистки, на заглубленной отметке 2,10 м — насосы первого подъема, циркуляционные насосы, насосы конденсатные, дренажные и загрязненных мазутом дренажей. Вне помещения мазутонасосной располагают: подогреватели мазута (основные и циркуляционные), фильтры очистки резервуаров, резервуары для сбора конденсата, расширитель, мазутоловушку, приямок дренажей и бак загрязненных мазутом дренажей. На ТЭС устанавливаются не менее трех насосов каждой ступени (в том числе один резервный), в мазутохозяйствах промышленных котельных — не менее двух (в том числе один резервный).

В насосной основного мазутохозяйства должно предусматриваться резервное оборудование: по одному основному насосу первой и второй ступеней, один резервный подогреватель, один фильтр непрерывной очистки после основных подогревателей, по одному насосу и подогревателю циркуляционного подогрева. Производительность насосов подачи топлива должна быть не менее 110 % максимального расхода топлива при работе всех котлов по циркуляционной схеме и не менее 100 % — по тупиковой схеме.

Паромазутопроводы и конденсатопроводы размещаются на эстакадах или в каналах. Все мазутопроводы на открытом

воздухе имеют паровые спутники с общей изоляцией. На мазутопроводах устанавливается только стальная арматура с нержавеющими уплотняющими поверхностями. Для разогрева в подогревателях, приемных емкостях и основных резервуарах на ТЭС применяют пар с давлением 0,8—1,3 МПа и температурой 200—250 °С, в промышленных котельных — с давлением 0,6—1,0 МПа и температурой 160—250 °С, в отопительных котельных — с давлением 0,3—0,6 МПа и температурой 130—160 °С. На ТЭС конденсат пара подвергается контролю, очищается и используется в цикле станции.

При сжигании мазутов М40 и М100 температура его в котельных отделениях ТЭС поддерживается на уровне 120—

Таблица 9.3

СОСТАВ ОБОРУДОВАНИЯ МАЗУТОНАСОСНОЙ МАЗУТНОГО ХОЗЯЙСТВА
С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ РЕЗЕРВУАРАМИ ВМЕСТИМОСТЬЮ 20 000 м³
ИЛИ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫМИ ВМЕСТИМОСТЬЮ 30 000 м³

Оборудование	Марка оборудования	Техническая характеристика	Количество
Насос второго подъема с электродвигателем ВАО 500М-2	НК 200/370-5	180 м³/ч, 3,90 МПа	5
Насос рециркуляции с электродвигателем ВАО 102-4	10НД-6×1	420 м³/ч, 0,52 МПа	2
Насос первого подъема с электродвигателем ВАО 3155-4У2-5	10НД-6×1	250 м³/ч, 0,62 МПа	4
Конденсатный насос с электродвигателем ВАО 81-4	КС 125-55	90 м³/ч, 0,5 МПа	2
Насос замазученных стоков с электродвигателем ВАО 62-2	2,5 Ф-6	50 м³/ч, 0,52 МПа	2
Насос дренажный погружной с электродвигателем ВАО 62-4	12НА-9×4	50 м³/ч, 0,5 МПа	2
Подогреватель мазута основной	ПМ-10-120	120 м³/ч	8
Подогреватель мазута рециркуляции	ПМ-10-120	120 м³/ч	5
Подогреватель мазута предвключенный	ПМ-10-120	240 м³/ч	2
Фильтр тонкой очистки	ФМ-10-240	240 м³/ч	10
Фильтр грубой очистки	400	—	6
Бак сбора конденсата	—	Объем 300 м³	2
Расширитель	—	Объем 0,65 м³	1
Расширитель	—	Объем 7,5 м³	1
Вентилятор с электродвигателем ВАО 52-6	ЦЧ-70	18 250 м³/ч	4
Бак сбора замазученных стоков	Подземный железобетонный	Объем 250 м³	1
Бак сбора замазученных дренажей	Подземный железобетонный	Объем 65 м³	1

135 °С, что соответствует 2,5° ВУ, в промышленных котельных с использованием центробежных механических или паромеханических форсунок — на уровне 105—120 °С, что соответствует 3,5° ВУ.

В мазутных хозяйствах ТЭС применяют нефтяные насосы: погружные (подача 600 м³/ч, давление 0,65 МПа), низконапорные центробежные (500 м³/ч, 0,4—3,0 МПа), высоконапорные центробежные (120—200 м³/ч, 3,7—7,0 МПа).

Подогрев мазута, поступающего в котельное отделение, при давлении топлива до 1 МПа производят в подогревателях с поверхностью нагрева 200—400 м² и пропускной способностью 60—240 т/ч, при давлении топлива до 4 МПа — в подогревателях с поверхностью нагрева 30 и 100 м² и пропускной способностью 15 и 30 т/ч. Примерный состав оборудования мазутонасосной ТЭС приведен в табл. 9.3.

В промышленных котельных в качестве циркуляционных насосов и насосов первого подъема используют шестеренчатые насосы типа Ш с подачей 9—18 м³/ч и давлением 0,6 МПа, в качестве насосов второго подъема используют насосы Ш с 0,9—5,8 м³/ч и 2,5 МПа и 3В (трехвинтовые) с 1—7 м³/ч, 2,5 и 4,0 МПа. Для подогрева топлива обычно используют подогреватели ПМ-25-6 с поверхностью нагрева 11,6 м² и пропускной способностью 6 м³/ч с рабочим давлением до 2,5 МПа.

§ 9.3. СХЕМЫ МАЗУТНОГО ХОЗЯЙСТВА

Циркуляционная схема

Применяется при использовании высоковязких мазутов, когда котельная работает постоянно на мазуте и кратковременно на газе (рис. 9.2). Мазут к насосам поступает из основных емкостей. В схеме обязательна линия рециркуляции мазута из котельной в основную емкость и на всас насосов. Линия рециркуляции (мазутопровод) меньше диаметром, чем прямой мазутопровод из мазутонасосной в котельную. На рециркуляцию подается около 15 % мазута от общего количества, поступающего в котельную.

Для учета расхода топлива необходима установка мазутомеров как на прямой линии, так и на обратной (циркуляционной). Прямая и обратная линии изолируются вместе с паровой, поступающей на подогреватели мазутного хозяйства. Давление в мазутопроводе котельной регулируется сливным клапаном 15 по давлению мазута в мазутопроводе. Недостатком циркуляционной схемы является неизбежность слива при регулировании всего обработанного и подогретого топлива в емкости, что может при определенных условиях вызвать перегрев топлива на всасе топливного насоса.

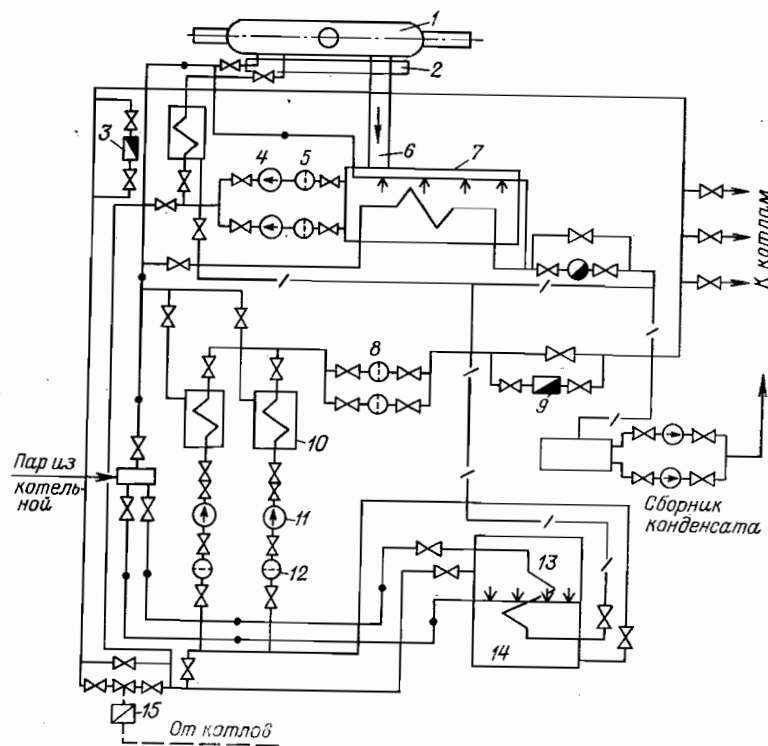


Рис. 9.2. Циркуляционная схема подачи жидкого топлива.
1 — цистерна; 2 — эстакада; 3 и 9 — мазутомеры; 4 — насос перекачивающий; 5 — фильтр грубой очистки; 6 — желоб сливной; 7 — приемная емкость; 8 — фильтр тонкой очистки; 10 и 13 — подогреватели паровые; 11 — насос; 12 — фильтр тонкой очистки; 14 — емкость основная; 15 — сливной клапан.

Тупиковая схема

Применяется при сжигании относительно маловязких мазутов, когда котельная работает на стабильных нагрузках, превышающих средние (рис. 9.3). Топливо на насосы 3 поступает из расходной емкости 5. При установке расходной емкости в котельной она должна быть закрытой, объемом не более 5 м³. Не разрешается установка расходной емкости над котлами и экономайзерами. В схеме должна быть предусмотрена циркуляция мазута от напорного мазутопровода насосов к расходной емкости.

При работе котлов вентили на мазутопроводах за горелками котлов закрыты. При остановке котлов эти вентили открываются и включается в работу линия рециркуляции на расходную емкость. Мазут в расходную емкость поступает из

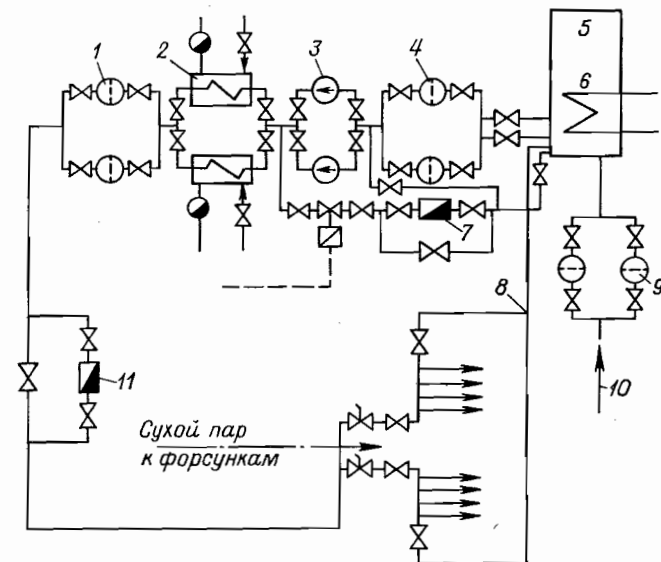


Рис. 9.3. Тупиковая схема подачи жидкого топлива.
1 — фильтр тонкой очистки; 2 и 6 — подогреватели паровые; 3 — насос; 4 и 9 — фильтры грубой очистки; 5 — емкость расходная; 7 и 11 — мазутомеры; 8 — участок циркуляционный; 10 — подача топлива из основной емкости.

основных емкостей мазутохранилища. Расход топлива определяется мазутомером 11. В качестве мазутомеров могут применяться как счетчики ротационного типа, так и специальные сужающие устройства. Учет расхода топлива при тупиковой схеме более прост, чем при циркуляционной: учет ведется по одному мазутомеру перед котлами.

Комбинированная (тупиково-циркуляционная) схема

Может применяться во всех случаях, и особенно, когда котельная работает на переменных нагрузках при частых переходах с газа на мазут (рис. 9.4), при работе на маловязких топливах со стабильными нагрузками, превышающими средние. При закрытии вентилей на линии рециркуляции от котлов к основной емкости котельная работает по тупиковой схеме. В остальных случаях в работу включается обратная, сливная, линия.

Расход топлива измеряется как на прямой линии к котельной, так и на обратной, сливной, линии. По разности этих расходов определяется расход топлива, потребляемого котлами. Регулирование подачи жидкого топлива (давления) во всех

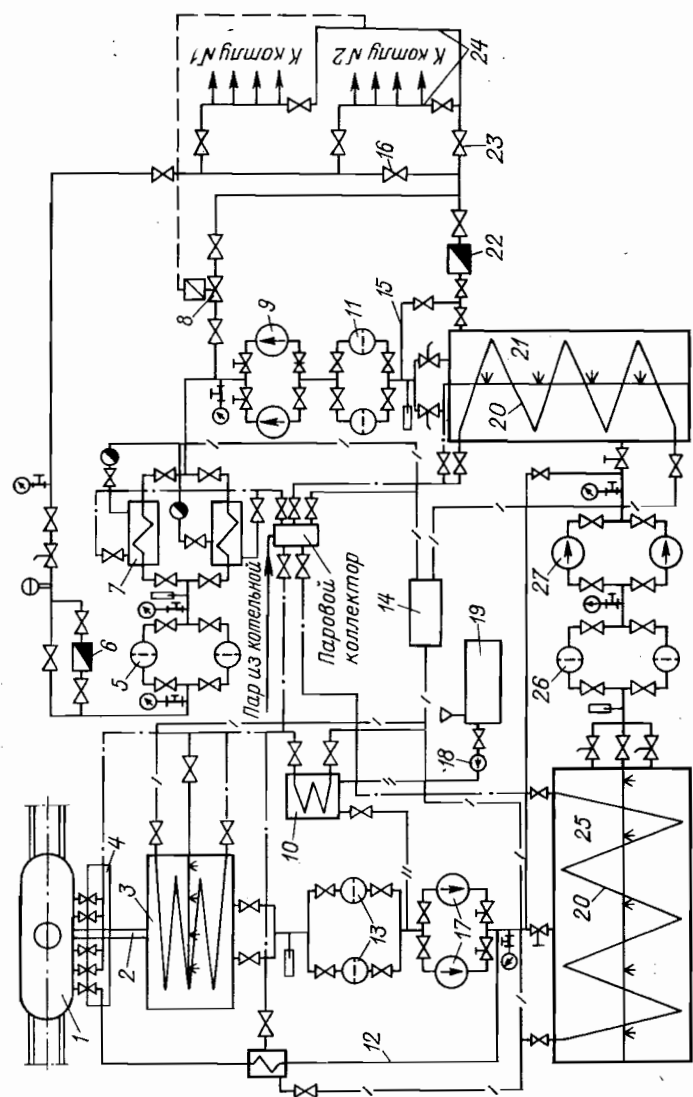


Рис. 9.4. Комбинированная схема подачи жидкого топлива.

1 — цистерна; 2 — желоб сливной; 3 — приемная емкость; 4 — эстакада; 5 — фильтр тонкой очистки; 6 и 22 — мазутомеры; 7 и 20 — паровые подогреватели; 8 — клапан сливной; 9 и 27 — насосы; 10 — подогреватель жидких присадок паровой; 11, 13 и 26 — фильтры грубой очистки; 12 — линия рециркуляции мазута на разогретой доставочной емкости; 14 — конденсатный бак; 15 — линия возврата мазута к насосам; 16 — клапан рециркуляции мазута помимо котлов; 17 — насос перекачивающий; 18 — насос-дозатор; 19 — бак жидких присадок; 21 — расходная емкость; 23 — клапан рециркуляции мазута; 24 — участок циркуляционный; 25 — основная емкость.

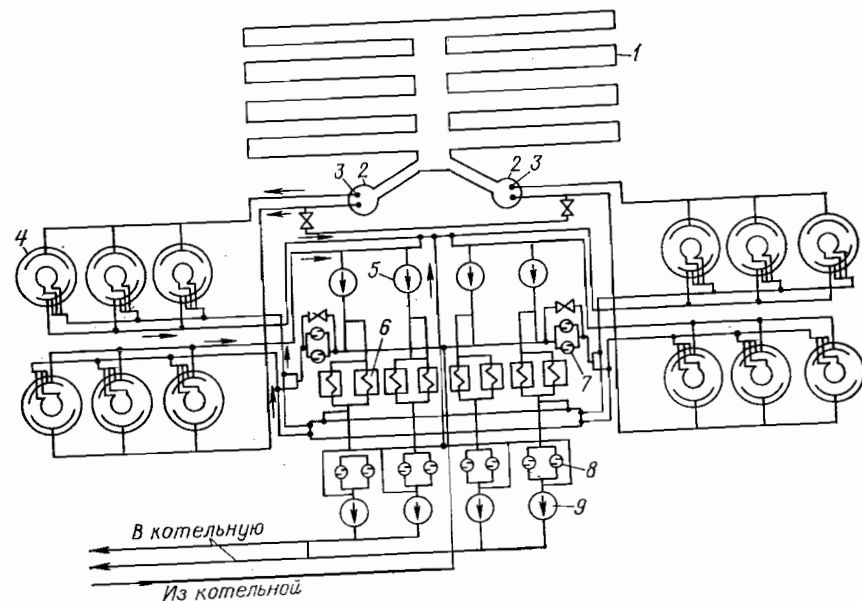


Рис. 9.5. Схема мазутопроводов ГРЭС с двухступенчатой мазутонасосной с совмещением насосов рециркуляции и первого подъема [45].
1 — мазутоналивное устройство; 2 — приемный резервуар; 3 — погружные насосы; 4 — основные резервуары; 5 — насосы первого подъема; 6 — подогреватели мазута; 7 — фильтры очистки резервуара; 8 — фильтры тонкой очистки; 9 — насосы второго подъема.

схемах производится с помощью регулировочного клапана с импульсом по нагрузке котлов или давлению в котлах.

Наиболее приемлемой, с точки зрения возможности использования тяжелых мазутов и экономичности для промышленных и энергетических установок, является комбинированная схема. На рис. 9.5 показана комбинированная схема для ТЭС большой мощности с насосами первого и второго подъема и совмещением насосов первого подъема и рециркуляции.

§ 9.4. ПОДОГРЕВАТЕЛИ МАЗУТА

Применяются в мазутохозяйствах ТЭС и промышленных котельных для подогрева топлива и обеспечения требуемой вязкости в соответствии с конструкцией используемых форсунок. Для механических и паромеханических двухконтурных с обратным сливом и двухступенчатых ВТИ-БЭРН необходимая вязкость топлива перед форсунками составляет $2,5^\circ \text{ ВУ}$, что отчасти компенсирует температуру подогрева мазутов М100 и М100В 135 и 125° С соответственно, для мазутов М40 и М40В — 120 и 110° С .

(см. рис. 1.2). В промышленных котельных для форсунок горелок ГМГ-М необходимая вязкость мазута составляет 3,0° ВУ, что соответствует температуре подогрева 125° С для мазута М100, 115° С для М100В, 110° С для М40 и 100° С для М40В.

На мощных ТЭС, работающих на мазутах, в мазутохозяйствах требуется установка мазутоподогревателей высокой пропускной способности. Так, на ГРЭС мощностью 2400—3200 МВт требуются подогреватели с пропускной способностью 240—400 т/ч, рассчитанные на повышенные тепловые нагрузки, что вызвано необходимостью более высокого подогрева сжигаемого мазута.

Для подогрева мазута используются кожухотрубные подогреватели ПМ, секционные кожухотрубные подогреватели и секционные подогреватели типа «труба в трубе». Для замены металлоемких подогревателей ПМ разработаны более компактные и менее металлоемкие кожухотрубные подогреватели из продольно оребренных труб ПМР. Пар на мазутоподогреватели для подогрева топлива поступает из отборов турбин или непосредственно от котла в промышленных котельных (пар собственных нужд) с давлением до 1,6 МПа и температурой до 300°С.

Подогреватели мазута типа ПМ

Широко распространенные подогреватели типа ПМ рассчитаны на применение в одноступенчатых (ПМ-25-6, ПМ-40-15, ПМ-40-30) и двухступенчатых (ПМ-10-60, ПМ-10-120) схемах мазутоподготовки (рис. 9.6).

Конструктивно все типоразмеры (табл. 9.4) выполнены одинаково и представляют собой кожухотрубные аппараты с гори-

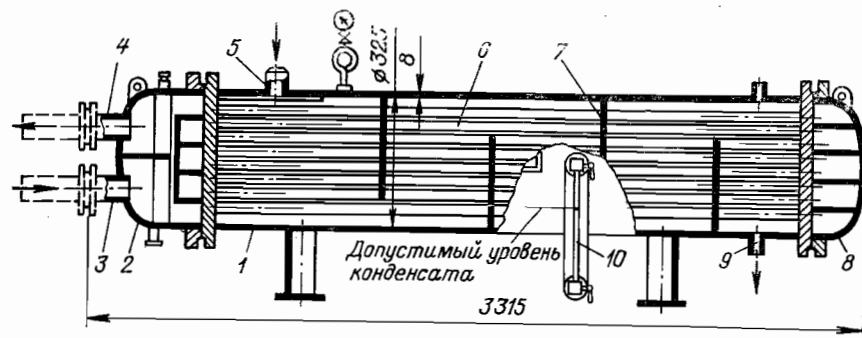


Рис. 9.6. Подогреватель мазута ПМ-25-6.

1 — обечайка; 2 — крышка передняя; 3 — штуцер подвода мазута; 4 — штуцер отвода мазута; 5 — подвод пара; 6 — трубный пучок; 7 — перегородка; 8 — днище; 9 — отвод конденсата; 10 — водоуказательное стекло.

Таблица 9.4
ПОДОГРЕВАТЕЛИ МАЗУТА СТАЦИОНАРНЫЕ

Наименование	Горизонтальные					«Труба в трубе»
	ПМ-25-6	ПМ-40-15	ПМ-40-30	ПМ-10-60	ПМ-10-120	
Пропускная способность, т/ч	6	15	30	60	120	—
Поверхность нагрева, м²	11,6	30	100	200	400	—
Допустимое давление, МПа:						
мазута в трубной системе	2,5	4,0	4,0	1,0	1,0	—
пара	1,3	1,0	1,0	1,0	1,0	—
Температура, °С:						
мазута	115	95	95	115	115	—
пара	200	200	200	200	200	—
Количество труб	52	48	96	192	388	—
Длина труб, мм	2800	6000	10 000	10 000	10 000	5100
Диаметр труб и толщина стенки, мм	25×2,5	38×2,5	38×2,5	38×2,5	38×2,5	59×4
Количество ходов по мазуту	12	12	12	12	12	Разное
Объем подогревателя, м³:						
по мазуту	0,072	0,3	1,0	1,82	4,3	—
по пару	0,15	0,45	1,86	2,86	6,9	—
Гидравлическое сопротивление, МПа	0,01	0,065	0,093	0,0265	0,0265	—
Присоединительные размеры в условных диаметрах, мм:						
вход и выход мазута	80	80	100	150	200	—
вход пара	50	50	80	100	150	—
выход конденсата	32	32	32	50	50	—
слива мазута	20	20	20	20	20	—
отсоса воздуха	25	25	25	25	25	—
Габаритные размеры, мм:						
диаметр корпуса	325×8	426×9	630×8	820×10	1224×12	108×4
длина	3315	6690	10 840	10 948	11 320	6000
высота	545	820	1 065	1 270	1 760	300×n + 900
Масса без арматуры, кг		1970	4870	7830	15 640	—

Примечания. 1. n — число элементов. 2. Подогреватели предназначены для подогрева мазута марки 100, рассчитаны для установки на открытых площадках и изготавливаются на Таганрогском котельном заводе, ПМ-40-15 — на Саратовском заводе тяжелого машиностроения, подогреватели типа «труба в трубе» — на монтажной площадке.

зонтальным исполнением, 12-ходовые по мазуту. Аппараты состоят из теплопередающей поверхности 6 (см. рис. 9.6), набранной из стальных труб $38 \times 2,5$ и $25 \times 2,5$ (ПМ-25-6), ввальцованных в трубные доски корпуса. К трубным доскам на фланцах крепятся передняя крышка 2 с патрубками подвода мазута 3 и отвода подогретого мазута 4 (полости подвода и отвода разделены перегородкой) и днище 8.

В межтрубное пространство через патрубок 5 подается греющий пар (насыщенный или слегка перегретый) с давлением до 1,0 или 1,3 (ПМ-25-6) МПа. С целью увеличения коэффициента теплопередачи (повышения скоростей при поперечном омывании, срыва пленки конденсата) межтрубное пространство разделено перегородками 7. Конденсат греющего пара удаляется через патрубок 9.

Подогреватели рассчитаны на максимальный нагрев мазута до 125°C . Возможность использования этих подогревателей для подогрева высоковязких мазутов до $130\text{--}150^\circ\text{C}$ в длительной эксплуатации не проверена [29]. В процессе эксплуатации данных подогревателей были выявлены некоторые их недостатки: значительные габаритные размеры и высокая металлоемкость из-за низкой эффективности теплопередачи; затруднительность очистки внутренней поверхности труб от отложений мазута вследствие большой длины (до 10 м) и их относительно малого диаметра; недостаточная гидравлическая плотность мазутного тракта аппаратов и невозможность использования в цикле энергоустановки по этой причине конденсата греющего пара без дополнительной очистки [29].

Подогреватели мазута типа ПМР

Подогреватели мазута типа ПМР системы ЦКТИ-ТКЗ-ИТТФ — горизонтальные, кожухотрубного типа с поверхностью нагрева из продольно-оребранных труб — предназначены для подогрева паром высоковязкого мазута на ТЭС и для водогрейных котлов промышленных и районных котельных; устанавливаются на открытой площадке возле здания насосной: ПМР-13 — за насосами первого подъема при двухступенчатой схеме подачи топлива, ПМР-64 — за насосами с давлением до 6,4 МПа при одноступенчатой схеме подачи топлива. Греющей средой является пар с давлением до 1,6 МПа и температурой до 300°C из отборов паровых турбин или котельной.

К основным сборочным единицам подогревателя относятся (рис. 9.7): корпус, трубный пучок нагревательных элементов типа «труба в трубе», расположенный в корпусе, с двусторонним обогревом — снаружи и изнутри; трубные доски, паровые и мазутные камеры между трубными досками и днищами. Ко-

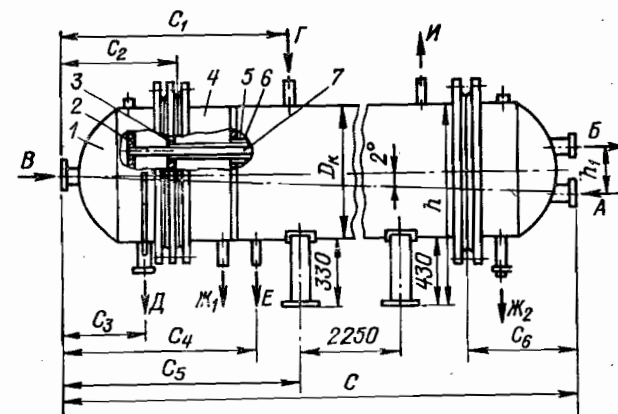


Рис. 9.7. Подогреватель мазута типа ПМР [29].

1 — паровая камера; 2 — промежуточная трубная доска; 3 — трубная доска; 4 — обечайка корпуса; 5 — пучок наружных труб; 6 — пучок внутренних оребренных труб; 7 — дополнительная внутренняя паровая труба.
А и Б — вход и выход мазута; В и Г — вход греющего пара; Д и Е — удаление конденсата; Ж₁ и Ж₂ — патрубки опорожнения; И — воздушник.

личество нагревательных элементов в соответствии с порядком расположения подогревателей в табл. 9.5 и 9.6 составляет 9, 18, 39, 39, 76, 157, 154.

В ПМР нагреваемая вязкая жидкость подается в мазутную камеру, разделенную перегородками на отдельные секции соответственно числу ходов мазута в кольцевых зазорах нагревательных элементов между наружными и внутренними (с продольным пластинчатым оребрением) трубами. Количество нагревательных элементов в каждом ходе выбирается пропорционально скорости, которая зависит от вязкости, уменьшаясь с уменьшением вязкости.

Наружные трубы большого диаметра закрепляются в трубных досках корпуса и обогреваются снаружи паром из межтрубного пространства пучка. Внутренние оребренные трубы обогреваются паром, поступающим в них по дополнительным трубкам. Эти трубки закреплены в промежуточной трубной доске, отделяющей в паровой камере пространство для сбора конденсата из оребренных труб нагревательных элементов. Паровая внутренняя труба на нижней поверхности имеет наклонную к оси трубы перфорацию, через отверстия которой пар выходит с соответствующей скоростью, динамически воздействуя на стекающую конденсатную пленку на внутренней поверхности трубы нагревательного элемента. Оребренная труба нагревательного элемента заглушена с одного конца, а вторым приваривается к трубной доске паровой камеры, что обеспечивает ей свободное расширение в сторону заглушенного конца и

**Т а б
ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

Тип подогревателя	Пропускная способность по мазуту, т/ч	Рабочее давление мазута, МПа	Температура мазута, °С		Гидравлическое сопротивление по мазуту, МПа	Рабочее давление пара, МПа	Температура, °С		Количество ходов мазута	Поверхность нагрева, м²
			на входе	на выходе			греющего пара	конденсата		
ПМР-64-15	15	6,4	70	135	0,1	1,6	300	189	8	44
ПМР-64-30	30	6,4	70	135	0,1	1,6	300	189	8	88
ПМР-64-60	60	6,4	70	135	0,1	1,6	300	130	8	190
ПМР-13-60	60	1,3	70	135	0,1	1,6	300	130	8	190
ПМР-13-120	120	1,3	70	135	0,1	1,6	300	130	8	370
ПМР-13-240	240	1,3	70	135	0,1	1,6	300	130	8	765
ПМР-13-400	400	1,3	70	120	0,8	1,6	300	130	6	750

Примечание. Гидравлическое сопротивление уточняют при испытаниях уста пара и мазута. Указанные в таблице номинальные характеристики подогревателей по параметрам пара — 1,6 МПа, 300 °С. При изменении параметров пара корректировочный

**Т а б
ОСНОВНЫЕ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ ПАТРУБ**

Тип подогревателя	Патрубок на входе мазута А		Патрубок на выходе мазута Б		Патрубок на входе пара В		Патрубок на выходе
	p_y	D_y	p_y	D_y	p_y	D_y	
ПМР-64-15	64	80	64	80	25	50	25
ПМР-64-30	64	100	64	100	25	80	25
ПМР-64-60	64	150	64	150	25	100	25
ПМР-13-60	16	150	16	150	16	100	16
ПМР-13-120	16	200	16	200	16	200	16
ПМР-13-240	16	250	16	250	16	200	16
ПМР-13-400	16	320	16	320	16	250	16

простую разборку подогревателя для очистки поверхностей от загрязнений.

Трубная доска паровой камеры и приваренные к ней оребренные трубы отсоединяются от корпуса с помощью фланцевого разъема и вынимаются из корпуса без нарушения плотностей паровых объемов. Передняя (паровая) и задняя (мазут-

**ли ца 9.5
ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ МАЗУТА ТИПА ПМР**

Размеры подогревателей, мм										Масса (сухая), кг	Масса воды в объеме аппарата, кг
D_k	h	h_1	C	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6		
426	855	110	5205	1340	740	455	1285	1485	690	1 910	445
630	1200	150	5230	1575	750	475	1285	1310	780	4 090	1 014
820	1310	200	5560	1570	840	475	1470	1660	825	6 650	1 675
820	1410	200	4986	1220	715	470	1019	1620	565	5 380	1 450
1220	1850	220	5410	1350	915	615	1380	1465	770	8 547	3 700
1832	2600	300	5655	1600	1080	795	1545	1750	890	18 920	9 500
1832	2600	300	5655	1600	1080	795	1545	1750	890	19 050	10 000

новочной серии каждого аппарата на мазуте М100, номинальных расходах и параметрах мазута (пропускная способность, температура на входе и выходе) получены при расчетных расчетах подогревателей производится в соответствии с РТМ 108.030.115—77.

**ли ца 9.6
КОВ И ФЛАНЦЕВ D_y , мм, ПРИ УСЛОВНОМ ДАВЛЕНИИ p_y , МПа**

Бок на пара Г	Патрубок отвода конденсата Д		Патрубок отвода конденсата Е		Патрубки для дренажа мазута Ж ₁ и Ж ₂		Патрубок для отвода воздуха И	
	D_y	p_y	D_y	p_y	p_y	D_y	p_y	D_y
50	25	50	25	25	64	20	25	10
80	25	50	25	50	64	20	25	10
80	25	50	25	50	64	25	25	10
80	16	50	16	50	16	25	16	10
125	16	50	16	50	16	50	16	10
150	16	80	16	80	16	50	16	10
150	16	100	16	100	16	70	16	10

ная) камеры имеют эллиптические днища, к которым приварены паровые и мазутные патрубки; имеется система внутренних перегородок в мазутной камере, определяющая ходы вязкой жидкости, и промежуточная трубная доска, направляющая поток пара и конденсата.

Для стекания конденсата из внутренней оребренной трубы

Таблица 9.7
ПАРАМЕТРЫ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ПМР

Наружный диаметр несущей трубы, мм	Количество ребер	Коэффициент оребрения при высоте ребер, мм				Толщина ребер, мм
		7	11	15	19	
16	12	4,34	6,25	8,16	10,07	0,5—0,6
20	12	3,67	5,20	6,73	8,25	0,6—0,8
20	16	4,56	6,60	8,63	10,67	0,5—0,6
24	12	3,22	4,50	5,77	7,04	0,8—1,0
24	16	3,97	5,66	7,36	9,06	0,6—1,0
24	20	4,71	6,83	8,95	11,00	0,6—0,8
28	16	3,54	5,00	6,45	7,91	0,8—1,2
28	20	4,18	6,00	7,82	9,63	0,8—1,0
28	24	4,82	7,00	9,35	11,36	0,6—0,8
32	16	3,22	4,50	5,77	7,04	0,8—1,2
32	20	3,78	5,37	6,96	8,55	0,8—1,2
32	24	4,34	6,25	8,16	10,07	0,8—1,0
38	16	2,87	3,94	4,02	6,09	0,8—1,2
38	20	3,34	4,68	5,02	7,36	0,8—1,2
38	24	3,81	5,42	7,03	8,63	0,8—1,2

нагревательного элемента под действием силы тяжести корпус подогревателя наклонен под углом 2° в сторону паровой камеры. К камере сбора и удаления конденсата из внутренних оребренных труб подогревателя подсоединяется водоуказательное стекло. Уровень конденсата в корпусе поддерживается с помощью клапана — регулятора уровня. Паровое пространство подогревателя имеет штуцер для отвода воздуха и предохранительный клапан для сброса избыточного давления пара.

Количество ребер, толщина и высота их для различного диаметра оребренных труб указаны в табл. 9.7 [34].

Секционные подогреватели

Секционные подогреватели конструкции ПКБ Башкирэнерго обладают достаточно высокой пропускной способностью (до 160 т/ч). Основным их элементом (рис. 9.8) является секция, представляющая собой элементарный трубчатый подогреватель из 12 труб с внутренним диаметром 26—32 мм, длиной 5 м. Концы труб закреплены в неподвижных трубных досках. Подогреватель комплектуется обычно из 16—25 секций, последовательно соединенных между собой калачами, обеспечивающими перемешивание мазута после каждой секции. Мазут движется по трубам трубных пучков, пар подается в межтрубное пространство. Движение пара и мазута — противоточное (навстречу

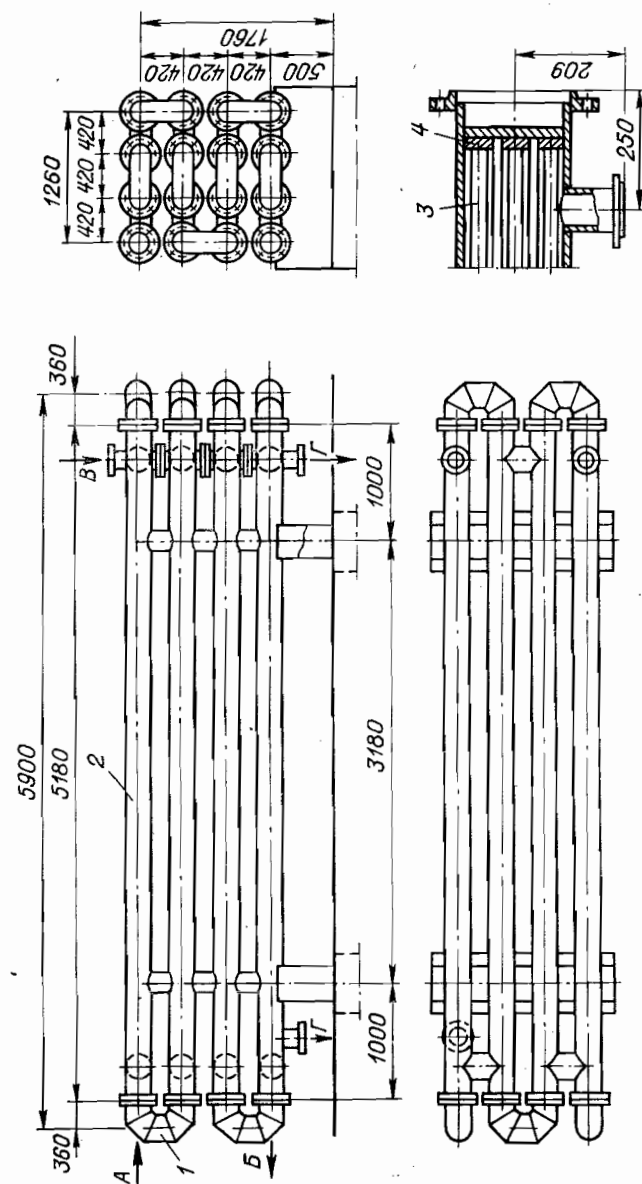


Рис. 9.8. Секционный подогреватель мазута [29].

1 — поворотное колено; 2 — секция подогревателя; 3 — труба поверхности нагрева; 4 — трубная доска.
A — вход мазута; B — выход мазута; Γ — выход пара; Γ — выход конденсата.

Таблица 9.8

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕКЦИОННЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Характеристики	Расчетный вариант	Исполнения	
		Вариант I	Вариант II
Пропускная способность, т/ч	160	40	50
Давление греющего пара, МПа	0,8	0,8	0,8
Поверхность нагрева, м ²	280	86	86
Скорость мазута по трубам секций, м/с	1,6	1,74	1,71
Начальная температура мазута, °С	70	79	90
Конечная температура мазута, °С	160	125	150
Гидравлическое сопротивление подогревателя, МПа	0,1	0,2	0,35
Габаритные размеры, м:			
длина	6,1	6,1	6,1
ширина	2,0	1,5	1,5
высота	2,2	1,8	1,8
Масса, т	15,2	6,1	6,1

друг другу). Пар с давлением до 0,8 МПа подается в первую (верхнюю) секцию, конденсат удаляется из последней (нижней) секции. Расчетная скорость движения мазута по трубам 1,7 м/с. Технические характеристики трех вариантов этих подогревателей [38] приведены в табл. 9.8.

Опыт эксплуатации подогревателей показывает, что, несмотря на их достаточно высокую надежность и эффективность в первый период эксплуатации, отложения загрязнений на внутренней поверхности труб резко снижают их тепловую мощность [29]. Это приводит к повышению гидравлического сопротивления подогревателей и сокращению общей продолжительности их работы. Механическая очистка подогревателей трудоемка из-за большого числа разъемных соединений.

Подогреватели типа «труба в трубе»

Нагревательный элемент этих подогревателей мазута (рис. 9.9) состоит из двух труб — внутренней диаметром 59×4, длиной 5100 мм и наружной диаметром 108×4. По внутренней трубе движется мазут, навстречу ему (по межтрубному пространству) подается пар под давлением до 0,6 МПа (насыщенный или слегка перегретый). Необходимая поверхность нагрева набирается необходимым количеством последовательно и параллельно включенных элементов. Элементы соединяются между собой калачами диаметром 59×4. Скорость мазута по трубам принимается 1,4—1,7 м/с.

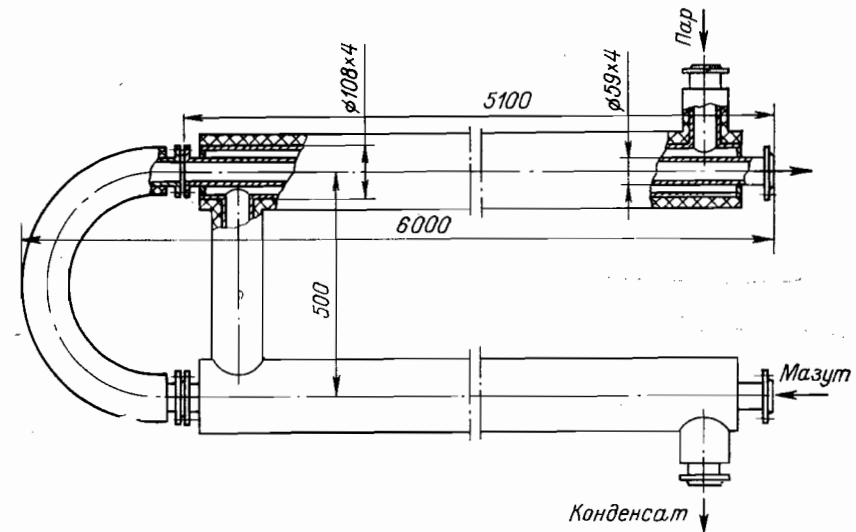


Рис. 9.9. Подогреватель типа «труба в трубе».

Подогреватели типа «труба в трубе» нашли применение в мазутохозяйствах промышленных котельных и мазутных ТЭС небольшой мощности; могут применяться также в растопочных мазутохозяйствах мощных пылеугольных ТЭС. В отечественной энергетике используются подогреватели этого типа из 96 горизонтально расположенных нагревательных элементов. Подогреваемое топливо в них проходит двумя параллельными потоками (по 48 элементов в секции). Общий расход мазута такого подогревателя составляет 20 т/ч при скорости мазута 1,4 м/с.

Недостатками конструкции являются большие габаритные размеры и металлоемкость, большое число фланцевых соединений, неудовлетворительный отвод конденсата и возможности его переохлаждения, приводящие к снижению тепловой эффективности аппарата. Эксплуатация этих мазутоподогревателей подтверждает предположение о том, что при повышенных скоростях мазута уменьшается количество карбоидных отложений и механических примесей, снижающих тепловую эффективность аппаратов и увеличивающих их гидравлическое сопротивление. Это повышает срок эксплуатации их между чистками [29].

Для подогрева мазута нашли также применение подогреватели ТТ («труба в трубе») (рис. 9.10), которые выпускаются по отраслевым нормам ОН 26-02-113—68, ОН 26-02-118—69 и ОН 26-92-119—69. В соответствии с нормами подогреватели могут изготавливаться много- и однопоточными с теплооб-

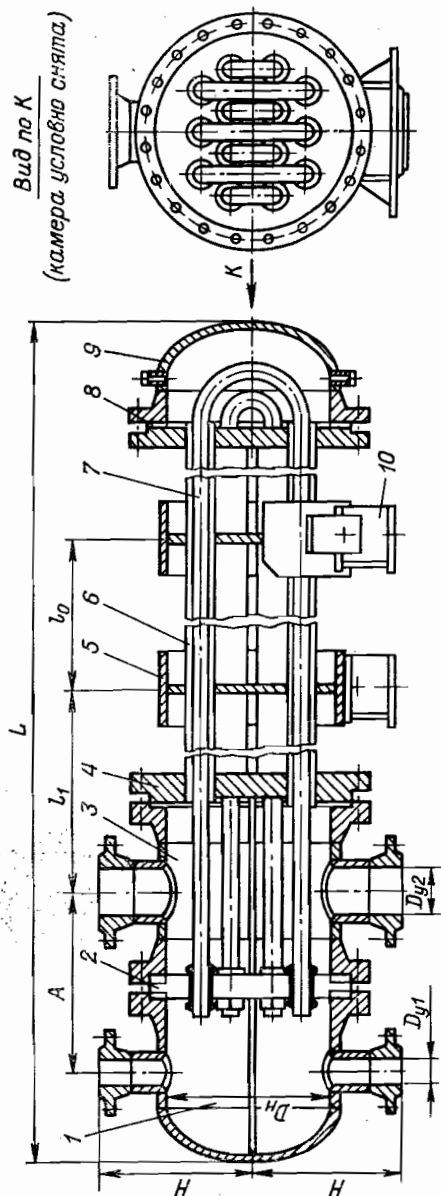


Рис. 9.10. Подогреватель типа ТТ [29].

1 — первая распределительная камера; 2 — решетка теплообменных труб; 3 — вторая распределительная камера; 4 — решетка кожуховых труб; 5 — обечайка опорная; 6 — труба теплообменная; 7 — труба теплообменная; 8 — прокладка; 9 — задняя камера; 10 — опора.

менными трубами диаметром от 25 до 133 мм с гладкими и ребристыми трубами: с приварными продольными ребрами, с выдавленными продольными ребрами, с приварными шипами, с поперечно-винтовой накаткой на поверхности. Теплообменники ТТ допускают разборку с целью замены труб и их чистки. Рабочее давление среды внутри труб до 6,4 МПа, снаружи 1,0; 2,5 и 4,0 МПа, температура среды внутри труб до 500 °С, снаружи до 450 °С.

По компоновке аппараты типа ТТ двухходовые противоточные, с числом параллельно включенных каналов 3; 5; 7; 12 и 22. Они изготавливаются в двух модификациях: с приварными и съемными U-образными двойниками. Габаритные размеры подогревателей даны в табл. 9.9. Необходимая общая поверхность теплообмена может быть получена выбором длины нагреваемых каналов (в указанных нормалях она равна 3; 4,5; 6 и 9 м) и подбором числа параллельно или последовательно соединенных секций.

Таблица 9.9
ГАБАРИТНЫЕ И УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ТТ, мм

Марка аппарата	Давление условное, МПа	Длина L	Диаметр D _н	Диаметр условного прохода		A	H	Размер опоры l ₁ до	Расстояние между опорами l ₀
				D _{у1}	D _{у2}				
ТТ3-1-25	25	4 080	325	80	100	430	293	500	1500
		5 580							3000
		7 080							3000
ТТ3-1-40	40	4 180	325	80	100	480	293	500	1500
		5 680							3000
		7 180							3000
ТТ5-1-25	25	4 140	426	100	150	440	353	500	1500
		5 640							3000
		7 140							3000
ТТ5-1-40	40	4 250	426	100	150	500	353	500	1500
		5 750							3000
		7 250							3000
ТТ7-1-25	25	5 660	480	100	150	450	390	1200	3000
		8 180							6000
		10 180							6000
ТТ7-1-40	40	5 785	480	100	150	510	390	1150	3000
		7 285							6000
		10 285							6000
ТТ12-1-25	25	7 455	624	150	200	530	495	1200	3000
		10 455							6000
ТТ12-1-40	40	7 595	632	150	200	600	495	1150	3000
		10 595							6000
ТТ22-1-25	25	7 825	828	200	250	650	627	1250	3000
		10 825							6000
ТТ22-1-40	40	7 865	844	200	250	720	627	1200	3000
		10 965							6000

Тепловой расчет подогревателей мазута

Подогрев мазута в подогревателях в промышленных котельных и на ТЭС осуществляется насыщенным или слегка перегретым паром. Конденсат пара сбрасывается в канализацию или после очистки возвращается в цикл.

Различают капельную, объемную и пленочную конденсацию. Капельная конденсация происходит на поверхностях, покрытых тонким слоем вязких жидкостей, или на хорошо полированной поверхности. В этом случае капли не смешиваются друг с другом за счет значительных сил сцепления с поверхностью. При объемной конденсации капли выпадают из объема пара в виде дождя при перенасыщении и охлаждении.

В мазутоподогревателях, как и в других прочих жидкостно-паровых подогревателях, происходит пленочная конденсация пара, когда трубы сплошь (по всей поверхности) покрыты тонким слоем конденсата, препятствующего теплоотдаче от пара к стенке трубы. Чем больше толщина пленки конденсата, тем выше термическое сопротивление пленки. Накапливаясь в пленке, конденсат, за счет сил тяжести, срывается с нее и в виде отдельных струй поступает в нижнюю часть корпуса, откуда и удаляется.

При конструктивном тепловом расчете подогревателя по заданным условиям (конструктивному исполнению, параметрам греющего пара, расходу мазута и его начальной и конечной температуре) определяется его поверхность нагрева, а определение рабочих характеристик эксплуатируемых аппаратов в условиях, отличающихся от тех, на которые они проектировались, осуществляется при поверочном тепловом расчете. Расчет производится методом последовательных приближений. Формулы для определения коэффициентов теплоотдачи от пара к стенке трубы были выведены Нуссельтом.

Средний коэффициент теплопередачи при конденсации чистого пара на наружной поверхности пучка гладких горизонтальных труб с числом вертикальных рядов n определяется по формуле

$$\alpha_1 = 0,725A \left(\frac{1}{d_n \Delta t_n} \right)^{0,25} \epsilon_r, \quad (9.1)$$

где коэффициент A в зависимости от температуры конденсата t_k определяется по данным табл. 9.10 и может быть рассчитан по уравнению

$$A = \left(\frac{\lambda_k^3 r g \rho_k}{v_k} \right)^{0,25}; \quad (9.2)$$

d_n — наружный диаметр трубы; $\Delta t = t_s - t_c$ — разность температуры насыщения и стенки; ϵ_r — поправочный коэффициент на

Таблица 9.10
ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА A В ФОРМУЛЕ (9.1)

$t_k, ^\circ\text{C}$	100	120	150	180	210	250	280
$A, \text{кВт}/(\text{м}^1,75 \cdot ^\circ\text{C}^{0,75})$	12,2	12,7	13,0	13,2	13,0	12,3	11,0

Таблица 9.11
ЗНАЧЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ϵ_r

Материал труб и состояние их поверхности	ϵ_r
Нормальные стальные цельнотянутые трубы	0,80
Чистые трубы из нержавеющей стали	1,00
Сильноокисленная шероховатая поверхность	0,85
Нормальные чистые латунные трубы	1,00

шероховатость и загрязнение поверхности конденсации, принимаемый по табл. 9.11.

В начале расчета значением t_c задаются, а затем, после определения значения поверхности нагрева F_n оно уточняется по формуле

$$t_c = t_s - \frac{Q}{\alpha_1 F_n}, \quad (9.3)$$

где Q — количество тепла, переданное паром через стенки труб.

Если найденное значение t_c заметно отличается от предварительно принятого, расчет повторяется.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации греющего пара внутри труб (от пара к стенке) определяется по формуле [29]

$$\alpha'_1 = (3953 + 116\omega_n^3) \sqrt{1,21/L}, \quad (9.4)$$

где L — длина рабочей части обогреваемого канала; ω_n — скорость пара на входе в трубу (или кольцевой канал в элементах «труба в трубе»).

Теплофизические характеристики рабочих сред в используемых диапазонах изменений параметров p и t представлены следующими аналитическими выражениями, аппроксимирующими табличные и опытные значения с погрешностью до $\pm 1\%$ для вязких жидкостей и $\pm 0,25\%$ для воды [29, с. 151].

Вода: $v = 1/[1005 - 0,0025(t + 37)^2]$ м³/кг; $i = 4,226t$ кДж/кг; $v = v(2850/t + 0,0025p_v) \cdot 10^{-6}/g$ м²/с; $\lambda = 0,687 - 5,814 \cdot 10^{-6}(t - 140)^2$ Вт/(м²·°C); $Pr = [200/(t + 5,5)] - 0,15$.

Пар: $t_s = 100 p_n^{0,25}$ °C; $i_k = 4,226 t_k$ кДж/кг.

Мазут топочный М100: $\nu = [10^{7,17 \cdot 10^9 / (t + 273)^{3,745}} - 0,8] \cdot 10^{-6}$ м²/с;
 $\dot{v} = 1/[0,881 - 0,00304(t - 68)] \cdot 10^3$ м³/кг; $c_p = 1,7364 + 0,00251t$ кДж/(кг·°C); $\lambda = 0,158 - 0,0002093(t - 20)$ Вт/(м·°C);
 $R = 1000 \nu c_p / (\lambda \nu)$.

Для определения коэффициента теплопередачи k необходимо вычисление α_2 — коэффициента теплоотдачи с внутренней стороны (от стенки трубы к топливу).

При $Re \leq 2200$ имеет место ламинарный характер движения среды. Движение вязких жидкостей (масел и мазутов), как правило, ламинарное из-за высокой их вязкости.

При стационарном неизотермическом ламинарном движении жидкости в трубах в потоке жидкости, как известно, действуют силы вязкости, гравитационные силы и силы давления, т. е. имеет место вязкостно-гравитационный режим течения. Если влияние гравитационных сил невелико, то в потоке практически отсутствует естественная конвекция. Это имеет место при $GrPr \leq 8 \cdot 10^5$, и вязкостно-гравитационный режим течения переходит в вязкостный режим течения, когда в потоке главным образом действуют силы вязкости и давления [27]. В этом режиме работают подогреватели мазута. Коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны (от стенки к мазуту), если пренебречь естественной конвекцией, может быть вычислен, по работе [30], через критерий Нуссельта по формуле

$$Nu = 1,61 \left(\frac{Pe d}{l} \right)^{1/3}, \quad (9.5)$$

где $Pe = \omega l / a$ — критерий теплового подобия; $a = \lambda / (c_p \rho)$ — коэффициент температуропроводности, вычисленный по средней температуре жидкости $t = 0,5(t_m^H - t_{ct})$.

Формула (9.5) справедлива при $Re d / l > 12$.

Коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны определится через критерий Нуссельта

$$\alpha_2 = Nu \lambda_m / d. \quad (9.6)$$

Коэффициент теплоотдачи от пара к мазуту

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_c / \lambda_c + 2d_H / [\alpha_2 (d_H + d_B)]}, \quad (9.7)$$

где δ_c / λ_c — тепловое сопротивление стенки.

Теплопроводность углеродистых сталей $\lambda = 46,5 \div 58$ Вт/(м·°C), теплопроводность латуней $\lambda = 87 \div 116$ Вт/(м·°C).

Количество тепла, переданное мазуту по теплопередаче

$$Q_T = k H \Delta t, \quad (9.8)$$

где H — поверхность нагрева мазутоподогревателя; Δt — температурный напор, вычисляемый по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg (\Delta t_6 / \Delta t_m)}, \quad (9.9)$$

где $\Delta t_6 = t_s - t_m^H$ — максимальная разность температур (между температурой насыщения пара и начальной температурой мазута); $\Delta t_m = t_s - t_m^K$ — минимальная разность температур (между температурой насыщения и конечной температурой мазута).

Количества тепла, переданные по теплопередаче и по балансу должны быть равны, т. е.

$$Q_6 = G_m c_m (t_m^K - t_m^H) = Q_T. \quad (9.10)$$

Пример расчета мазутоподогревателя типа «труба в трубе»

Определить поверхность нагрева и длину мазутоподогревателя. Диаметр внутренней трубы (мазутопровода) 59×4 , наружной трубы 108×4 . Мазут марки М100 с плотностью при 20 °C $\rho = 950$ кг/м³. Начальная температура мазута 100 °C, конечная 125 °C. Давление греющего пара (насыщенного) 0,5 МПа (избыточное). Расход мазута 3000 кг/ч.

1. Баланс теплоты в мазутоподогревателе

$$Q = Q_m + Q_{\text{пот}} = G_m c_m (t_m^K - t_m^H) + [8,4 + 0,06 (t_{H3} - t_B)] F_{H3} \Delta t_{H3} =$$

$$= (1/3,6) \cdot 3000 \cdot 2,0177 (125 - 100) + [8,4 + 0,06 (50 - 20)] \cdot 35 \cdot 30 =$$

$$= 42\,035 + 10\,710 = 52\,745 \text{ Вт.}$$

2. Расход греющего пара

$$G_p = Q / r = 3,6 \cdot 52\,745 / 2088,4 = 90,922 \text{ кг/ч.}$$

3. Скорость пара между наружной и внутренней трубами на входе

$$\omega_p = \frac{4 G_p v_p}{3600 \pi (d_{B1}^2 - d_{H2}^2)} = \frac{4 \cdot 90,922 \cdot 0,3214}{3600 \cdot 3,14 \cdot (0,101^2 - 0,059^2)} = 1,539 \text{ м/с.}$$

4. Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке

$$\alpha_1 = (3953 + 116 \omega_p^3) \sqrt{1,21/L} = (3953 + 116 \cdot 1,539^3) \sqrt{1,21/25} =$$

$$= 962 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C).}$$

5. Средняя температура мазута для вычисления коэффициента теплоотдачи от стенки к мазуту

$$t'_m = 0,5 (t_m^H + t_c) = 0,5 (100 + 154) = 127 \text{ °C.}$$

6. Коэффициент теплопроводности мазута при температуре t'_m

$$\lambda_m = 0,158 - 0,0002093 (t'_m - 20) = 0,136 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C).}$$

7. Теплоемкость мазута при температуре t'_m

$$c_m = 1,7364 + 0,00251 t'_m = 2,0552 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C).}$$

8. Плотность мазута при температуре t'_m

$$\rho_m = 950 / [1 + \beta (t'_m - 20)] = 950 / [1 + 0,000806 \cdot 107] = 874,6 \text{ кг/м}^3.$$

9. Коэффициент температуропроводности при t'_m

$$\alpha = \lambda_m / (c_m \rho_m) = 0,136 / (2055,2 \cdot 874,6) = 7,566 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}.$$

10. Критерий подобия Re

$$Re = \omega l / \alpha = 0,4668 \cdot 25 / 7,5661 \cdot 10^{-8} = 1,5424 \cdot 10^8.$$

11. Критерий Nu

$$Nu = 1,61 [(Re d) / l]^{1/3} = 1,61 / [(1,5424 \cdot 10^8 \cdot 0,051) / 25]^{1/3} = 109,5.$$

12. Коэффициент теплоотдачи от стенки к мазуту

$$\alpha_2 = \frac{Nu \lambda_m}{d} = \frac{109,5 \cdot 0,136}{0,051} = 292 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

13. Коэффициент теплопередачи от пара к мазуту

$$k = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{2d_H}{d_H + d_B} \right) = 1 / \left(\frac{1}{962} + \frac{0,004}{50} + \frac{1}{292} \cdot 1,07 \right) = 208,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

14. Температурный напор

$$\Delta t_6 = t_s - t_m^H = 157 - 100 = 57 \text{ °C};$$

$$\Delta t_m = t_s - t_m^K = 157 - 125 = 32 \text{ °C};$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg (\Delta t_6 / \Delta t_m)} = \frac{57 - 32}{2,3 \lg (57 / 32)} = 43,3 \text{ °C}.$$

15. Поверхность нагрева при длине трубы $L = 25 \text{ м}$

$$H = \pi d_H L = 3,1416 \cdot 0,059 \cdot 25 = 4,63 \text{ м}^2.$$

16. Тепло, воспринятое мазутом по теплопередаче,

$$Q_T = k H \Delta t = 208,6 \cdot 4,63 \cdot 43,3 = 41\,847 \text{ Вт}.$$

Расчет заканчиваем, так как разность количества тепла, воспринятого мазутом по балансу и по теплопередаче, составляет примерно 0,45 %.

§ 9.5. НАСОСЫ

В мазутных хозяйствах ТЭС и промышленных котельных применяются следующие типы насосов: шестеренные типа Ш, винтовые типа ЗВ (трехвинтовые), центробежные консольные типа НК (одноступенчатые и двухступенчатые), центробежные разъемные типа Н (двухступенчатые и четырехступенчатые), разъемные многосекционные типа НПС (восьмиступенчатые).

Шестеренные насосы применяются для перекачивания нефтепродуктов с температурой до 80 °С и используются как циркуляционные и основные насосы в промышленных котельных, а также в качестве дренажных насосов для откачки в расход-

ный бак или нефтеловушку мазута, скопившегося в дренажном приемке после пропарки мазутопроводов и другого оборудования на ТЭС. Винтовые насосы, предназначенные для перекачивания нефтепродуктов с температурой до 100 °С, применяются в мазутных хозяйствах промышленных котельных в качестве основных насосов.

Центробежные консольные насосы типа НК для перекачки нефтепродуктов с температурой до 80 °С и до 200 °С применяются на ТЭС в качестве основных насосов и насосов первого подъема. Центробежные насосы типа Н для перекачки нефтепродуктов с температурой до 200 °С применяются как основные насосы в растопочных схемах пылеугольных котельных. Разъемные многосекционные насосы типа НПС применяются на ТЭС в качестве основных насосов мазутного хозяйства.

Шестеренные насосы

Шестеренные насосы типа Ш (табл. 9.12) и электронасосные агрегаты на их базе предназначены для перекачки жидкостей, обладающих смазывающей способностью, без абразивных примесей с кинематической вязкостью от 0,2 до 15 см²/с при температуре до 80 °С; изготавливаются на Ливенском заводе гидравлических машин «Ливгидромаш».

Обозначение электронасосного агрегата состоит из типоразмера насоса по ГОСТ 19027—73* и данных по подаче, рабочему давлению и марки материала корпусных деталей. Например: Ш 40-4-18/4Б-2, где Ш 40-4 — типоразмер по ГОСТ 19027—73*; 18 — подача насоса, м³/ч, при кинематической вязкости $\nu = 0,75 \text{ см}^2/\text{с}$; 4 — давление на выходе из насоса, кг/см²; Б — бронзовое исполнение корпусных деталей; 2 — модификация электронасосного агрегата в зависимости от комплектующего электродвигателя.

Электронасосный агрегат состоит из шестеренного насоса и электродвигателя, которые смонтированы на общей плите (раме) и соединены муфтой, защищенной кожухом. По принципу действия шестеренный насос — объемный. Насос (рис. 9.11) состоит из следующих основных деталей и узлов: рабочего механизма, корпуса с крышками, торцового уплотнения и предохранительного клапана.

Рабочий механизм состоит из двух роторов: ведущего и ведомого. Ведущий ротор состоит из вала 8, на котором установлены на общей шпонке две шестерни 9 с косыми зубьями: одна шестерня с правой, а другая с левой нарезкой. Шестерни установлены так, что образуют как бы одну шестерню с шевронным зубом.

Ведомый ротор 11 имеет на своем валу две такие же шестерни, как и ведущий ротор, но одна шестерня установлена

Т а б

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШЕСТЕР

Насос	Подача, не менее		Давление насоса, не более		Частота вращения, об/мин	Мощность насоса, кВт, не более	Межцентровое рас- стояние, мм
	л/с	м³/ч	МПа (округ- ленно)	кгс/см²			
ШФ 0,4-25	0,06	0,22	2,5	25	1450	0,5	27,5
ШФ 0,6-25	0,10	0,36	2,5	25	1450	0,6	27,5
ШФ 0,8-25	0,16	0,58	2,5	25	1450	0,8	27,5
Ш 1,2-25	0,25	0,9	2,5	25	1450	1,3	44
ШФ 1,2-25	0,25	0,9	2,5	25	1450	1,3	44
ШГ 1,2-25	0,25	0,9	2,5	25	1450	1,3	44
Ш 2-25	0,4	1,4	2,5	25	1450	1,6	44
ШФ 2-25	0,4	1,4	2,5	25	1450	1,6	44
ШГ 2-25	0,4	1,4	2,5	25	1450	1,6	44
Ш 3,2-25	0,63	2,3	2,5	25	1450	2,6	44
ШФ 3,2-25	0,63	2,3	2,5	25	1450	2,6	44
ШГ 3,2-25	0,63	2,3	2,5	25	1450	2,6	44
Ш 5-25	1,00	3,6	2,5	25	1450	3,5	44
ШФ 5-25	1,00	3,6	2,5	25	1450	3,5	44
ШГ 5-25	1,00	3,6	2,5	25	1450	3,5	44
Ш 8-25	1,60	5,8	2,5	25	1450	5,9	44
ШФ 8-25	1,60	5,8	2,5	25	1450	5,9	44
ШГ-8-25	1,60	5,8	2,5	25	1450	5,9	44
ШВ 20-6	2,5	9	0,6	6	980	5	17
ШВГ 20-6	2,5	9	0,6	6	980	5	17
Ш 20-25	2,5	9	2,5	25	980	17	78

ли на 9.12

ЕННЫХ НАСОСОВ ПО ГОСТ 19027—73 *

Шестерни			Габаритные размеры насосов, мм, не более			Диаметр услов- ного прохода патрубков, мм		Масса, кг, не бо- лее
Модуль, мм	Число зу- бьев	Ширина, мм	Длина	Ширина	Высота	всасываю- щего	напорного	
25	10	10	165	205	105	15	10	12
25	10	14	190	205	105	15	10	14
25	10	18	200	220	105	15	10	16
4	10	12	290	230	210	20	15	17
4	10	12	260	280	200	20	15	17
4	10	12	290	280	220	20	15	18
4	10	18	300	230	220	25	20	19
4	10	18	270	230	200	25	20	19
4	10	18	300	230	220	25	20	22
4	10	28	320	230	220	32	20	20
4	10	28	290	280	200	32	20	20
4	10	28	320	280	220	32	20	23
4	10	45	330	230	220	40	32	21
4	10	45	360	280	200	40	32	21
4	10	45	330	280	220	40	32	25
4	10	70	350	230	220	50	32	22
4	10	70	300	280	200	50	32	23
4	10	70	350	280	220	50	32	27
6	12	70	700	320	350	65	50	120
6	12	70	700	400	400	65	50	150
6	12	70	410	320	350	65	50	70

Насос	Подача, не менее		Давление насоса, не более		Частота вращения, об/мин	Мощность насоса, кВт, не более	Межцентровое рас- стояние, мм
	л/с	м³/ч	МПа (округ- ленно)	кгс/см²			
ШФ 20-25	2,5	9	2,5	25	980	17	78
ШГ 20-25	2,5	9	2,5	25	980	17	78
Ш 20-16	5,0	18	1,6	16	1450	15	78
ШФ 20-16	5,0	18	1,6	16	1450	15	78
Ш 40-4	5,0	18	0,4	4	980	11	83
Ш 80-2,5	10	36	0,25	2,5	980	17	101
Ш 80-16	10	36	1,6	16	980	30	130
ШФ 80-16	10	36	1,6	16	980	30	130
ШГ 80-16	10	36	1,6	16	980	30	130
ШВ-120-16	16	58	0,6	6	980	25	130
ШВГ 120-16	16	58	0,6	6	980	25	130
Ш 120-16	16	58	1,6	16	980	50	130
ШФ 120-16	16	58	1,6	16	980	50	130
ШГ 120-16	16	58	1,6	16	980	50	130

Примечание. Ш — с внутренними опорами на лапах; ШФ — с внутренними опорами, с обогревом или охлаждением корпуса; ШВГ — с выносными опорами, с обогревом

на шпонке, а другая — свободно. Такая установка шестерни дает ей возможность при работе насоса самоустанавливаться относительно зубьев ведущей шестерни, чем компенсируется неточность шестерен на валу ведущего ротора. Вращение ведомый ротор получает через шестерню от ведущего ротора. Для предотвращения осевого перемещения шестерен на валу роторов предусмотрены стопорные кольца 7. Во избежание самоотвинчивания кольца стопорятся винтами. Роторы уста-

Шестерни			Габаритные размеры насосов, мм, не более			Диаметр услов- ного прохода патрубков, мм		Масса, кг, не более
Модуль, мм	Число зубьев	Ширина, мм	Длина	Ширина	Высота	всасывающе- го	напорного	
6	12	70	380	320	300	65	50	70
6	12	70	450	400	400	65	50	110
6	12	80	330	325	330	65	50	70
6	12	80	330	360	290	65	50	70
6	13	130	400	320	320	80	80	55
7	13	160	440	380	380	100	100	95
10	85	85	600	480	430	125	100	125
10	85	85	540	480	430	125	100	150
10	85	85	600	480	500	125	100	150
10	12	150	1100	380	430	150	125	380
10	12	150	1100	480	500	150	125	400
10	12	150	670	380	430	150	125	140
10	12	150	610	480	500	150	125	170
10	12	150	670	480	500	150	125	190

орами, фланцевые; ШВ — с выносными опорами на лапах; ШГ — с внутренними опорами, с обогревом или охлаждением корпуса.

навливаются в специальные расточки корпуса 1. С торцов корпус закрывается крышками 6 и 10.

При вращении роторов на стороне всасывания создается разрежение, в результате чего жидкость под давлением атмосферы заполняет межзубьевые впадины и в них перемещается из полости всасывания в полость нагнетания. Уплотнение ведомого вала насоса — торцовое, расположено в передней крышке 11.

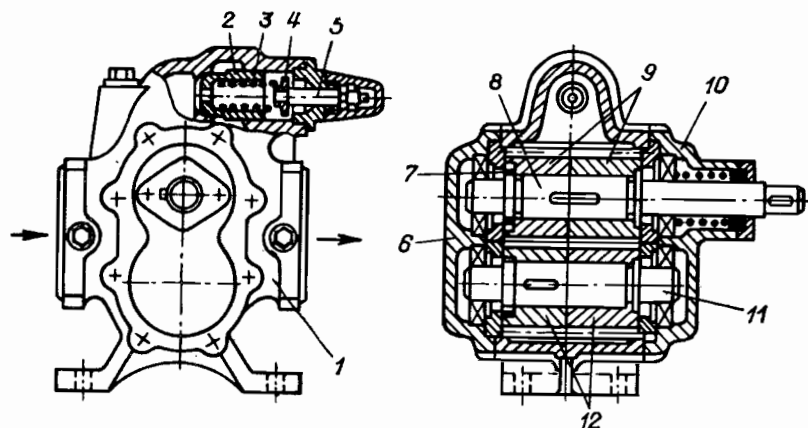


Рис. 9.11. Шестеренный насос.

1 — корпус; 2 — клапан; 3 — пружина; 4 — наконечник; 5 — регулировочный винт; 6 и 10 — крышки; 7 — стопорное кольцо; 8 — ведущий вал; 9 — ведущие шестерни; 11 — ведомый вал; 12 — ведомые шестерни.

Предохранительный клапан состоит из клапана 2, пружины 3, наконечника 4, регулировочного винта 5 и предназначен для кратковременного перепуска перекачиваемой жидкости из полости нагнетания в полость всасывания в случае повышения давления в нагнетательном трубопроводе выше допустимого. Регулирование клапана производится регулировочным винтом 5, который стопорится гайкой и закрывается колпачком. Предохранительный клапан отрегулирован на заводе-изготовителе на давление полного перепуска, не превышающее давление на выходе из насоса более чем в 1,5 раза при вязкости перекачиваемой жидкости $0,75 \text{ см}^2/\text{с}$, и опломбирован.

Насосы могут поставляться правого вращения с верхним положением ведущего вала, левого вращения с верхним положением ведущего вала, левого вращения с нижним расположе-

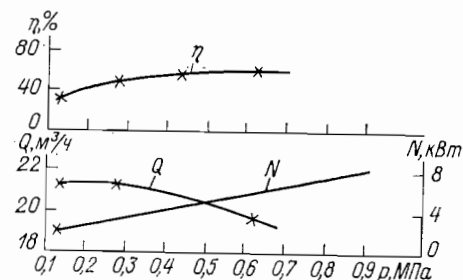


Рис. 9.12. Зависимости КПД η , подачи Q и мощности N от давления p для шестеренного насоса Ш 40-4 при $n = 980 \text{ об/мин}$, $\nu = 75 \text{ см}^2/\text{с}$, $H_{\text{вс}} = 5 \text{ м}$.

нием ведущего вала и правого вращения с нижним расположением ведущего вала.

Характеристики шестеренного насоса Ш 40-4 приведены на рис. 9.12. В промышленных котельных насосы Ш 40-4 используются как рециркуляционные и насосы первого подъема.

Трехвинтовые насосы

Трехвинтовые насосы типа 3В и электронасосные агрегаты на их базе предназначены для перекачивания жидкостей, обладающих смазывающей способностью, без абразивных примесей с кинематической вязкостью $0,1\text{—}60 \text{ см}^2/\text{с}$ и температурой $0\text{—}100^\circ\text{C}$. В табл. 9.13 указаны технические характеристики некоторых типоразмеров, которые могут быть использованы в промышленных котельных. Насос 3В 4/25 (рис. 9.13) изготавливается на Ливенском заводе «Ливгидромаш».

Электронасосный агрегат состоит из трехвинтового насоса и электродвигателя, которые смонтированы на общей плите и соединены муфтой, защищенной кожухом. По принципу действия трехвинтовой насос — объемный. Насос состоит из следующих основных деталей и узлов: рабочего механизма, корпуса с крышками, торцового уплотнения, предохранительно-перепускного и разгрузочного клапанов.

Рабочий механизм состоит из трех винтов: одного ведущего 5 и двух ведомых 6, симметрично расположенных относительно ведущего винта и служащих для его уплотнения. Профиль нарезки винтов специальный, обеспечивающий их взаимное сопряжение, нарезка двухзаходная, на ведущем винте — левая, на ведомых — правая. Винты заключены в обойму 7,

Таблица 9.13

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕКОТОРЫХ ТИПОРАЗМЕРОВ ТРЕХВИНТОВЫХ НАСОСОВ ПО ГОСТ 20883—83 *

Насос	Подача		Давление на выходе		Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	Вакуумметрическая высота всасывания, м	КПД, %	Габаритные размеры, мм			Масса, кг
	л/с	м³/ч	МПа	кгс/см²					Длина	Ширина	Высота	
3В 0,25/25	0,125	0,450	2,5	25	2900	0,6	6,5	52	350	150	200	18
3В 0,6/25	0,265	0,955	2,5	25	2900	1,1	6,5	60	350	150	200	20
3В 1/25	0,500	1,800	2,5	25	2900	2,1	6,5	60	410	190	230	25
3В 1,6/40	0,900	3,240	4,0	40	2900	5,3	6,5	63	500	230	260	45
3В 2,5/25	1,100	4,000	2,5	25	2900	4,2	6,0	63	500	200	220	40
3В 4/25	1,900	6,840	2,5	25	2900	6,6	6,0	70	500	230	240	45

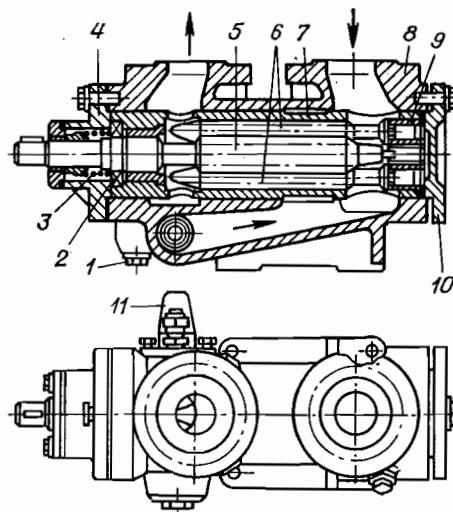


Рис. 9.13. Трехвинтовой насос 3В 4/25.

1 — пробка; 2 — подшипник; 3 — пружина; 4 — передняя крышка; 5 — ведущий винт; 6 — ведомые винты; 7 — обойма; 8 — корпус; 9 — втулка; 10 — задняя крышка; 11 — колпачок.

которая представляет собой блок с тремя смежными цилиндрическими расточками. Обойма размещена в литом корпусе насоса 8. С торцов корпус закрывается передней 4 и задней 10 крышками.

При вращении винтов во всасывающей камере насоса создается разрежение, в результате чего перекачиваемая жидкость под давлением атмосферы поступает во впадины нарезки винтов, взаимно замыкающиеся при их вращении. Замкнутый в нарезке винтов объем жидкости перемещается в обойме прямолинейно без перемешивания и вытеснения в нагнетательную камеру.

Конструкция гидравлической части насоса предусматривает разгрузку винтов от осевых усилий путем подвода рабочего давления через сверление в обойме под разгрузочные поршни, выполненные как одно целое с винтами.

Остаточные осевые усилия на ведущем винте воспринимаются подшипником 2, а на ведомых — втулками 9. На выходе ведущего винта, в полости передней крышки 4, установлено торцовое уплотнение, которое состоит из упорного кольца, жестко посаженного на вал рядом с подшипником, пружины 3, прижимающей упорную втулку к резиновому уплотнительному кольцу.

Разгрузочный клапан служит для поддержания давления в полости уплотнения вала (в полости передней крышки) от 0,2 до 0,3 МПа. При превышении давления открывается шариковый клапан и перепускает жидкость во всасывающую полость. Полость разгрузочного клапана закрывается специальной пробкой 1. Пружина разгрузочного клапана, противодей-

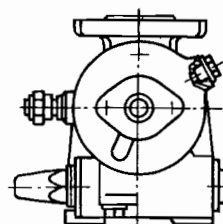
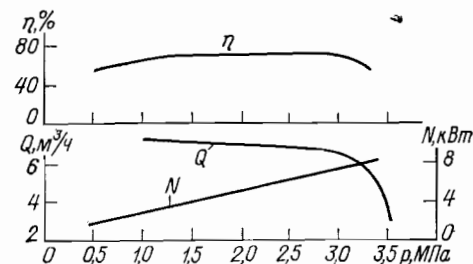


Рис. 9.14. Зависимости КПД η , подачи Q и мощности N от давления p для трехвинтового насоса 3В 4/25 при $n = 2900$ об/мин, $v = 0,75$ см²/с, $H_{вс} = 6$ м.



ствующая давлению в полости передней крышки, с одной стороны упирается в шарик клапана, а с другой — в торец пробки 1.

Предохранительно-перепускной клапан состоит из клапана, седла, пружины и предназначен для кратковременного перепуска перекачиваемой жидкости из полости нагнетания в полость всасывания в случае повышения давления в нагнетательном трубопроводе выше допустимого. Регулировка предохранительно-перепускного клапана производится регулировочным винтом, который закрывается колпачком 11. Клапан отрегулирован заводом-изготовителем на давление полного перепуска не более 1,5 давления на выходе из насоса при вязкости перекачиваемой жидкости 0,75 см²/с и опломбирован.

Характеристики насоса 3В 4/25 показаны на рис. 9.14.

Насосы консольные

Насосы типа НК — горизонтальные, спиральные с консольно расположенными на валу одним или двумя рабочими колесами одностороннего входа жидкости или одним двустороннего (табл. 9.14—9.16).

Насос и привод (электродвигатель) установлены на общей литой или сварной фундаментной плите. Валы насоса и электродвигателя соединены зубчатой муфтой с промежуточным валом. Такая конструкция муфты дает возможность производить разборку и сборку насоса без демонтажа электродвигателя и корпуса насоса, т. е. без нарушения центровки агрегата.

Конструктивно насосы типа НК однотипны и объединяются в три группы, различающиеся количеством и конструкцией рабочих колес, размещенных на консольной части вала. Группа одноступенчатых консольных насосов с рабочим колесом одностороннего входа жидкости состоит из типоразмеров НК 65/35-70, НК 65/35-125, НК 200/120-70, НК 200/120-120. Проточная часть выполнена в корпусе. Напорный патрубок направлен вертикально вверх, приемный — у насосов из материалов С и Х — вверх, а у Н — вдоль горизонтальной оси насоса.

Таблица 9.14

МАРКИРОВКА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НЕФТЯНЫХ КОНСОЛЬНЫХ НАСОСОВ
(ТУ 26-02-455-72)

Конструктивные элементы		Исполнение		Обозначение
Входной патрубок корпуса		Ось патрубка направлена	вертикально вверх горизонтально	В Г
Ротор и направляющий аппарат		Для наибольших параметров		1
		Для уменьшенных параметров		2, 3, 4, 5, 6, 7, 8
Рабочее колесо		Входной диаметр	номинальный	а
			уменьшенный	б, в, г
Материал деталей проточной части		Сталь	углеродистая	С
			хромомолибденовая	Х
			хромоникельтитановая	Н
Уплотнение вала	Торцовое	Одинарное	С проточной циркуляцией перекачиваемой жидкостью насосами	ОП
			С самостоятельными контурами циркуляции перекачиваемой жидкостью насосом	ОК
			С самостоятельным контуром циркуляции перекачиваемой жидкостью и теплообменным устройством вала насоса	ОТ
		Двойное	С контуром циркуляции затворной жидкости	ДК
			С контуром циркуляции затворной жидкости и теплообменным устройством вала насоса	ДТ

Продолжение табл. 9.14

Конструктивные элементы		Исполнение	Обозначение
Уплотнение вала	Сальниковое	Охлаждаемое	СО
		Охлаждаемое с подачей затворной жидкости в гидрозатвор	СГ

Пример маркировки насоса: НК 200/370—В1аСОК. Н — нефтяной; К — консольный; 200 — с номинальной производительностью 200 м³/ч; 370 — с диаметром входного патрубка 370 мм; В — с вертикальным расположением всасывающего патрубка; 1 — с ротором типа 1 для наибольших параметров; а — с номинальным входным диаметром рабочего колеса; С — с деталями проточной части, выполненными из углеродистой стали; ОК — с самостоятельным контуром перекачиваемой насосом жидкости.

Группа одноступенчатых консольных насосов с рабочим колесом двустороннего входа жидкости состоит из трех типоразмеров: НК 560/335-70; НК 560/335-120; НК 560/335-180. Проточная часть выполнена в корпусе и крышке корпуса насоса. Всасывающий и напорный патрубки направлены вертикально вверх. Для уравнивания радиальных сил, действующих на ротор, спиральный отвод выполнен двойным.

Группа двухступенчатых консольных насосов с рабочими колесами одностороннего входа жидкости состоит из двух типоразмеров: НК 65/35-240 и НК 200/120-210. У насоса НК 65/35-240 проточная часть выполнена в корпусе и в сдвоенном направляющем аппарате, а у насоса НК 200/120-210 — в корпусе и в крышке корпуса насоса. Вал этих насосов вращается в двух шарикоподшипниковых опорах. Опора, расположенная у муфты зубчатой, состоит из двух радиально-упорных шарикоподшипников, смонтированных по типу сдвоенных, обращенных друг к другу широкими бортами наружных колец. Смазка шарикоподшипников циркуляционная.

Уплотнения выходных концов вала из корпуса — сальниковые. Сальниковая набивка поджимается втулкой сальника. В сальниковом уплотнении типа СГ внутри сальниковой набивки находится фонарь сальника — кольцеобразное устройство, к которому по отверстиям в крышке насоса подводится уплотнительная жидкость для охлаждения и смазки набивки и гильзы вала, уменьшая трение между ними. Уплотнительная жидкость в то же время является гидрозатвором, не допускающим выхода нефтепродуктов и их паров через сальник. Для охлаждения сальников в рубашку крышки насоса подается охлаждающая жидкость. Во втулке сальника предусмотрена водяная завеса, которая удаляет в дренаж просочившиеся нефте-

Таблица 9.15
ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НЕФТЯНЫХ
КОНСОЛЬНЫХ НАСОСОВ

Насос	Подача, м³/ч	Давление, МПа	Подпор, МПа	Число ступеней	Частота вращения, об/мин	Масса, кг
НК 65/35-70	65 35	0,7 0,7	0,035 0,028	1	2950	281
НК 65/35-240	65 35	2,4 2,4	0,035 0,028	2	2950	—
НК 200/120-120	200 120	1,2 1,2	0,054 0,044	1	2950	344
НК 65/35-125	65 35	1,25 1,25	0,038 0,038	1	2950	314
НК 200/120-70	200 120	0,7 0,7	0,063 0,046	1	2950	287
НК 200/120-210	200 120	2,1 2,1	0,058 0,046	2	2950	344
НК 200/370В	200 120	3,7 3,7	0,055 0,045	2	2950	940
НК 560/335-70	560 335	0,7 0,7	0,064 0,056	1	2950	762
НК 560/335-120	560 335	1,2 1,2	0,066 0,052	1	2950	711
НК 560/335-180	560 335	1,8 1,8	0,068 0,05	1	2950	839
НК 560/300В	560 335	3,0 3,0	0,06 0,049	1	2950	1380

продукты и их пары, предохраняя окружающий воздух от насыщения парами нефтепродуктов.

Уплотнение типа СО аналогично уплотнению СГ, но в уплотнении СО вместо фонаря сальника дополнительно устанавливаются два кольца сальниковой набивки и уплотнительная (затворная) жидкость не подводится, а смазка набивки и защитной гильзы производится перекачиваемой жидкостью.

Для привода насосов применяются асинхронные электродвигатели. Передача крутящего момента от электродвигателя к насосу осуществляется зубчатой муфтой. Муфта зубчатая представляет собой комплект из двух муфт, соединенных промежуточным валом.

Таблица 9.16
ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ НЕФТЕПРОДУКТОВ
С ТЕМПЕРАТУРОЙ ДО 200 °С

Характеристики	Консольные						Разъемные	
	4НК-5×1	5НК-5×1	5НК-9×1	6НК-6×1	КНК-9×1	4Н-5×2	4Н-5×2	5Н-5×2
Подача, м³/ч	55	90	90	120	135	55	55	90
Давление нагнетания, МПа	0,57	0,97	0,45	1,12	0,55	1,05	1,05	1,70
Допустимый подпор во входном патрубке, МПа	0,05—0,07	0,05—0,07	0,05—0,07	0,05—0,07	0,05—0,07	0,04—0,05	0,04—0,05	0,04—0,05
Потребляемая мощность, кВт	18	50	20	75	40	32	32	90
Коэффициент полезного действия, %	62	57	68	63	73	57	57	58
Диаметр рабочих колес, мм	220	275	210	305	240	220	220	275
Количество ступеней	1	1	1	1	1	2	2	2
Диаметр патрубков, мм:								
всасывающего	100	125	125	150	150	100	100	125
напорного	60	75	75	100	100	60	60	75
Габаритные размеры агрегата, мм:								
длина	1700	1840	1810	2035	1795	2010	2010	2380
ширина	685	685	685	770	685	680	680	750
высота	570	630	575	680	580	550	550	835
Масса, кг:								
насоса	620	750	655	870	720	910	910	1660
агрегата	1020	1470	1170	2010	1480	1095	1095	2245

Характеристики	Разъемные				Разъемные двустороннего входа	
	6Н-7×2	4Н-5×4	5Н-5×4	6Н-10×4	8НД-6×1	10НД-6×1
Поддача, м³/ч	140	36	90	170	200	450
Давление нагнетания, МПа	1,80	2,20	3,38	2,70	1,0	0,6
Допустимый подпор во входном патрубке, МПа	0,04—0,05	0,04—0,05	0,04—0,05	0,04—0,05	0,05—0,07	0,05—0,07
Потребляемая мощность, кВт	110	48	145	210	100	120
Коэффициент полезного действия, %	61	47	60	60	65	80
Диаметр рабочих колес, мм	290	220	265	258 (246)	280	435
Количество ступеней	2	4	4	4	1	1
Диаметр патрубков, мм:						
всасывающего	150	100	125	150	200	250
напорного	100	75	75	100	150	200
Габаритные размеры агрегата, мм:						
длина	2450	2700	2895	3352	2340	2355
ширина	850	720	870	920	750	750
высота	895	1095	1315	1545	720	941
Масса, кг:						
насоса	1643	1166	2840	3310	1600	2215
агрегата	2410	1936	3500	3842	2070	2860

Примечания. 1. Частота вращения всех насосов 2950 об/мин. 2. Для насоса 6Н-10×4 указан диаметр рабочих колес всех ступеней, кроме первой ступени, в скобках — диаметр рабочего колеса первой ступени. 3. Насосы 4Н-5×2, 4Н-5×4, 5Н-5×2, 5Н-5×4, 6Н-7×2, 6Н-10×4 изготавливаются Марьинским машиностроительным заводом, насосы 4Н-5×1, 5Н-5×1, 6Н-6×1, 6Н-9×1, 4Н-5×2, 5Н-5×2, 4Н-5×4, 8НД-6×1, 10НД-6×1 — Нальчикским машиностроительным заводом, насосы 4Н-5×1, 5Н-5×1, 6Н-6×1, 6Н-9×1, 6Н-6×1, 6Н-9×1 — Китайским насосным заводом.

Принцип действия центробежного насоса заключается в том, что рабочее колесо приводит перекачиваемую жидкость во вращательное движение, в результате которого она выбрасывается в выходной патрубок и далее в выходной трубопровод. К рабочему колесу жидкость подводится из входного трубопровода. Регулирование подачи насоса производится задвижкой, установленной на выходном трубопроводе.

Насос НК предназначен для перекачки нефти, нефтепродуктов, масел, сжиженных нефтяных газов, органических растворителей и других сходных жидкостей.

Насосы разъемные многосекционные

Насосы типа НПС выпускаются только в исполнении из углеродистой стали (вариант С): НПС 65/35-500 и НПС 200-700 (табл. 9.17). Всасывающий и напорный патрубки, а также опорные лапы отлиты в нижней половине корпуса. Патрубки расположены горизонтально под прямым углом к оси насоса и направлены в противоположные стороны. Такое положение патрубков позволяет производить осмотр внутренних частей и разборку насосов без демонтажа основных трубопроводов. Уплотнение вала в месте выхода его из корпуса — торцовое или сальниковое.

Таблица 9.17

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОСЬМИСТУПЕНЧАТЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ НЕФТЕПРОДУКТОВ С ТЕМПЕРАТУРОЙ ДО 200 °С

Характеристики	НПС 200-700	НПС 65/35-500	
Поддача, м³/ч	200	65	35
Давление, МПа	7	5	5
Допустимая высота всасывания, м	4,9	2,3	—
Подпор, МПа	0,054	0,028	—
Кавитационный запас, МПа	0,054	0,028	—
Коэффициент полезного действия, %	72	63	55
Диаметр рабочего колеса, мм	275	235	—
Условное давление корпуса, МПа	10,0	6,4	—
Частота вращения, об/мин	2950	2950	—
Мощность, кВт	380	140	86,5
Масса, кг	2104	1180	—
Марка комплектующего двигателя	BAO 500L-2	BAO 315M-2	—
Мощность двигателя, кВт	400	160	—
Частота вращения двигателя, об/мин	2950	2950	—
Напряжение, В	6000	380	—
Масса электронасосного агрегата, кг	16 000	8180	—

Примечание. Насосы изготавливаются Бобруйским машиностроительным заводом имени В. И. Ленина.

Насос и электродвигатель установлены на общей литой или сварной фундаментной плите. Валы насоса и электродвигателя соединены зубчатой муфтой с промежуточным валом. Конструкция муфты дает возможность производить объем и установку новых радиально-упорных шарикоподшипников и торцового уплотнения без разборки насоса и демонтажа электродвигателя, т. е. без нарушения центровки агрегата.

Насосы предназначены для перекачивания нефти, нефтепродуктов, масел, сжиженных углеводородных газов, органических растворителей и других жидкостей, сходных с указанными по вязкости и коррозионной активности. Насос рассчитан на перекачку жидкостей с температурой от минус 30 до плюс 200 °С при давлении на всасывании до 2,5 МПа с торцовым уплотнением и до 1 МПа с мягкой сальниковой набивкой. Допускается содержание в жидкости твердых взвешенных частиц размером не более 0,2 мм в количестве не более 0,2 вес. %.

Положение вала в осевом направлении фиксируется в опоре, расположенной со стороны соединительной муфты. Подшипники имеют кольцевую систему смазки и водяное охлаждение. Тип уплотнения вала (торцовое или сальниковое) выбирается в зависимости от рабочих условий и рода перекачиваемой жидкости. Насос и электродвигатель устанавливаются на общей фундаментной раме. Вал насоса соединяется с валом электродвигателя зубчатой муфтой с промежуточным валом.

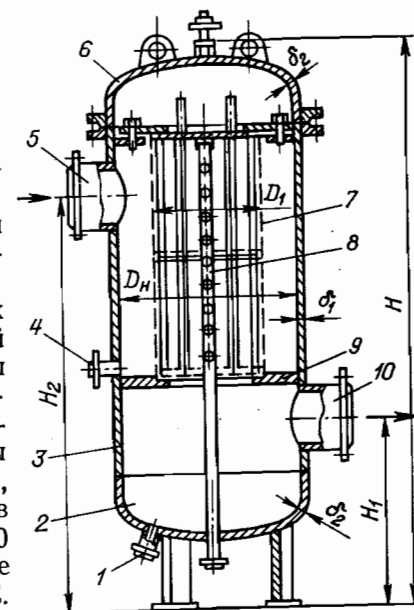
§ 9.6. ФИЛЬТРЫ

Для очистки мазута от механических примесей, оседающих в трубопроводах и оборудовании мазутного хозяйства, увеличивающих гидравлическое сопротивление системы и нарушающих нормальную эксплуатацию оборудования (увеличение термического сопротивления мазутоподогревателей, истирание форсунок), в системе мазутного хозяйства используются фильтры грубой и тонкой очистки (табл. 9.18).

Фильтры для мазута (рис. 9.15 и табл. 9.19) — сосуды вертикального типа; состоят из корпуса 3 с днищами 2 и 6, каркаса с натянутой сеткой 7 для грубой или тонкой очистки и крышки 9. В сетках для грубой очистки на 1 см² площади имеется 5 отверстий, в сетках для тонкой очистки — 40 отверстий. В корпус фильтров вварены: патрубок подвода мазута 5, патрубок отвода отфильтрованного мазута 10, коллектор продувки сетки паром 8, продувочный штуцер 4 и штуцер опорожнения 1.

Фильтры грубой очистки устанавливаются на всасывающей линии насосов (перекачивающих или основных), а фильтры

Рис. 9.15. Фильтр мазута.
1 — штуцер опорожнения; 2 и 6 — днища; 3 — корпус; 4 — продувочный штуцер; 5 — патрубок входа мазута; 7 — сетка; 8 — коллектор продувки сетки паром; 9 — крышка; 10 — патрубок выхода мазута.



тонкой очистки — на напорной линии за подогревателями топлива.

В промышленных котельных используются фильтры тонкой очистки $D_y = 80$ и фильтры ФМ-25-30-40(5), на пылеугольных ТЭС в растопочных мазутных хозяйствах — фильтры ФМ-25-30-40(5), ФМ-40-30-40(5), ФМ-10-60-40(5). Фильтры типов ФМ-10-120-40(5) и ФМ-10-240-40(5) используются как основные на газомазутных и мазутных ТЭС.

§ 9.7. РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ

Для нормальной работы горелок и котла в целом на мазутопроводах в пределах котла устанавливается запорная арматура, регулирующие и отсечные клапаны. Регулирующие клапаны предназначены для изменения расхода жидкого топлива в зависимости от требуемой нагрузки котла. В системе автоматического регулирования они подключаются к автоматике тепловой нагрузки и автоматике соотношения «топливо — воздух». Кроме автоматического регулирования, в комплекс которого входят исполнительные механизмы, датчики, задатчики и электронные регуляторы, клапаны имеют дистанционное и ручное управление.

В промышленных котельных на котлах малой мощности, водогрейных котлах типа КВГМ, ПТВМ, а также на котлах типа ГМ-50, БКЗ-75 и других устанавливают игольчатые односедельные и двухседельные клапаны с условным диаметром D_y 20, 32 и 50 на условное давление 2,5 МПа с приводом от электрического исполнительного механизма.

Основными характеристиками подъемных регулирующих клапанов наряду с условным или рабочим давлением, условным диаметром и материалом основных деталей являются:

— максимальный коэффициент пропускной способности, который зависит от конструкции проточной части и регулиру-

Таблица 9.18
ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ФИЛЬТРОВ
ДЛЯ МАЗУТА

Характеристики	Фильтр тонкой очистки $D_y=80$	ФМ-25-30-40(5)	ФМ-40-30-40(5)	ФМ-10-60-40(5)	ФМ-10-120-40(5)	ФМ-10-240-40(5)
Пропускная способность, т/ч	20	30	30	60	120	240
Избыточное давление мазута, МПа	0,5	2,5	4,0	1,0	1,0	1,0
Поверхность фильтрации, м ²	0,2	0,315	0,315	0,51	1,22	1,95
Количество отверстий на 1 см ² сетки:						
для тонкого фильтра	40	40	40	40	40	40
для грубого фильтра	5	5	5	5	5	5
Присоединительные размеры условных диаметров:						
входа и выхода мазута	80	100	100	150	200	250
продувки	50	50	50	50	50	50
слива из корпуса	—	25	25	50	50	50
паровой продувки	25	25	25	25	25	25
Размеры фильтрующей части, мм:						
диаметр	—	208	208	260	470	630
высота	—	500	500	700	900	1100
Объем фильтра, м ³	—	0,07	0,079	0,258	0,45	0,95
Габаритные размеры, мм:						
ширина	—	560	560	800	1000	1200
диаметр корпуса и толщина стенки	325×8	325×8	325×8	426×9	630×8	820×9
высота корпуса с опорой	1430	1248	1354	1640	1986	2375
Масса, без арматуры, кг	240	220	256	275	490	860

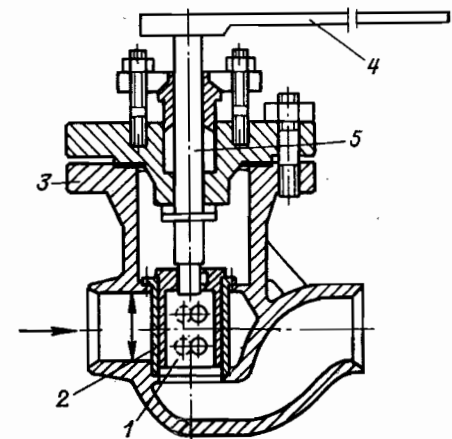
Примечания. 1. Гидравлическое сопротивление фильтра ФМ равно 0,05 МПа.
2. Фильтры изготавливаются на Таганрогском котельном заводе (кроме $D_y=80$ и ФМ-40).
Фильтры ФМ-40-30-40(5) изготавливаются на Саратовском заводе тяжелого машиностроения. Фильтры $D_y=80$ изготавливаются по чертежам Сантехпроекта.

Таблица 9.19
ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ ФИЛЬТРОВ (СМ. РИС. 9.15), ММ

Фильтр	D_H	D_1	δ_1	δ_2	H	H_1	H_2
ФМ-25-30-40(5)	325	208	8	8	1248	383	828
ФМ-40-30-40(5)	325	208	8	8	1354	379	824
ФМ-10-60-40(5)	426	260	7	10	1640	535	1165
ФМ-10-120-40(5)	630	470	8	8	1986	661	1506
ФМ-10-240-40(5)	820	630	8	10	2375	763	1785

Рис. 9.16. Клапан регулирующий с горизонтальным валом вращения.

1 — подвижный стакан; 2 — неподвижный стакан; 3 — корпус; 4 — рычаг; 5 — вал вращения.



щего органа и численно равен расходу жидкости плотностью 1 г/см³, протекающей через регулирующий орган при полном его открытии и перепаде давления на нем 0,1 МПа;

— полная длина хода регулирующего органа от положения ПЗ (полного закрытия) до ПО (полного открытия) H_{max} ;

— внутренняя расходная характеристика, или зависимость k_v от высоты подъема регулирующего органа $H_{p.org}$;

— теоретический коэффициент пропускной способности, при достижении которого клапан начинает регулировать; k_{v0} составляет определенный процент от k_{vmax} ;

— диапазон регулирования клапана k_{vmax}/k_{vr} , где k_{vr} — коэффициент пропускной способности при подъеме клапана на 10 %;

— относительная нерегулируемая протечка, или коэффициент пропускной способности в закрытом состоянии при $H_{p.org}=0$, определяющий протечку в затворе клапана и выражаемый в процентах от k_{vmax} , превышение которой в течение гарантийного срока эксплуатации не допускается.

Расход через клапан подсчитывается по формуле

$$G = Bk\sqrt{\Delta p\rho}, \quad (9.11)$$

где $B=1$; Δp — перепад на клапане; ρ — плотность жидкости.

Для котлов средней и большой мощности в качестве мазутных регулирующих клапанов используются клапаны типа поворотной заслонки с неудовлетворительной характеристикой регулирования, а также питательные поворотные клапаны Таганрогского котельного завода с D_y равным 80, 100, 150 с регулирующим органом типа «стакан в стакане», шифры Т-346, Т-356, Т-366 (рис. 9.16). Для улучшения характеристики регулирования внутренний поворотный стакан с круглыми отверстиями на ТЭС заменяют на подобный с полеречными щелевыми прорезями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Абрамович Г. Н.* Теория центробежной форсунки. М., ЦАГИ, 1944. 114 с.
2. Автоматическая система регулирования процесса горения в котлоагрегатах, сжигающих мазут с низкими избытками воздуха/М. Е. Мнусских, А. М. Будницкий, В. Б. Кацнельсон и др.—*Электрические станции*, 1981, № 8, с. 17—19.
3. *Ахмедов Р. Б.* Дутьевые газогорелочные устройства. М., Недра, 1977. 272 с.
4. *Ахмедов Р. Б.* Основы регулирования топочных процессов. М., Энергия, 1977. 208 с.
5. *Аэродинамический расчет котельных установок.* Л., Энергия, 1977. 255 с.
6. *Бахметев Б. А.* Гидравлика. Л., 1932. 260 с.
7. *Белосельский Б. С.* Топочные мазуты. М., Энергия, 1978. 256 с.
8. *Белосельский Б. С., Покровский В. Н.* Сернистые мазуты в энергетике. М., Энергия, 1969. 328 с.
9. *Бурда Н. В., Красноселов Г. К., Цирульников Л. М.* Некоторые вопросы подготовки мазутов к сжиганию с малыми избытками воздуха.— В кн.: Опыт сжигания мазута и газа на электростанциях. М., Энергия, 1968. с. 59—60.
10. Влияние ввода влаги в топку БКЗ-320-140ГМ на выбросы окислов азота/А. Д. Горбаненко, С. П. Титов, В. П. Лукашвичус и др.—*Электрические станции*, 1984, № 5, с. 59—60.
11. *Внуков А. К.* Надежность и экономичность котлов для газа и мазута. М.—Л., Энергия, 1966. 368 с.
12. *Внуков А. К.* Теплохимические процессы в газовом тракте паровых котлов. М., Энергоиздат, 1981. 296 с.
13. *Внуков А. К., Альшевский В. Н.* Влияние двухступенчатого сжигания и рециркуляции газов на генерацию окислов азота и серного ангидрида.—*Электрические станции*, 1980, № 7, с. 15—18.
14. *Временная контрольная методика по определению содержания окислов азота в дымовых газах.* М., Союзтехэнерго, 1978. 24 с.
15. *Гаврилов А. Ф., Горбаненко А. Д., Туркестанова Е. А.* Влияние влаги, вводимой в горячий воздух, на содержание окислов азота в продуктах сгорания газа и мазута.—*Теплоэнергетика*, 1983, № 9, с. 13—15.
16. *Геллер З. И.* Мазут как топливо. М., Недра, 1965. 495 с.
17. *Жарков Б. Л., Горбаненко А. Д., Цирульников Л. М.* Характеристики и расчет центробежных форсунок большой производительности.— В кн.: Опыт освоения котельного оборудования на параметры пара 140—155 атм и 570 °С. М.—Л., Энергия, 1964, с. 121—132.
18. *Иванов В. М., Филиппов Л. П., Сметанникова Т. Л.* Теплопроводность водомазутных эмульсий.—*Теплоэнергетика*, 1961, № 8, с. 68—71.
19. *Каллас П. К., Шаналас Ю. К.* Характеристика распыливания двухступенчатых форсунок.—*Теплоэнергетика*, 1983, № 9, с. 31—34.
20. *Карабин А. И., Раменская Е. С., Энно И. К.* Сжигание мазутов. М., Металлургия, 1966. 371 с.
21. *Кнорре Г. Ф., Арефьев К. М., Блох А. Г.* Теория топочных процессов. М.—Л., Энергия, 1966. 491 с.
22. *Кулагин Л. В., Морошкин М. Я.* Форсунки для распыливания тяжелых топлив. М., Машиностроение, 1973. 200 с.
23. *Кулагин Л. В.* Определение угла факела при истечении топлива из центробежных форсунок.—*Вестн. ВНИИЖТ*, 1959, № 2, с. 136.
24. *Либерман Н. Б., Нянковская М. Т.* Справочник по проектированию котельных установок систем центрального теплоснабжения. М., Энергия, 1977. 224 с.
25. *Мейкляр М. В.* Современные котельные агрегаты ТКЗ. М., Энергия, 1978. 229 с.
26. *Методические указания.* Расход жидкостей и газов. Методика выполнения измерений с помощью специальных сужающих устройств РД50-411-83. М., Изд-во стандартов, 1984. 52 с.
27. *Михеев М. А., Михеева И. М.* Основы теплопередачи. М., Энергия, 1977. 392 с.
28. *Основы практической теории горения/В. В. Померанцев, Р. Б. Ахмедов, Ю. А. Рундыгин и др. Л., Энергия, 1973. 263 с.*
29. *Пермяков В. А., Левин Е. С., Дивова Г. В.* Теплообменники вязких жидкостей, применяемые на электростанциях. Л., Энергоатомиздат, 1983. 175 с.
30. *Петухов В. С.* Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкостей в трубах. М., Энергия, 1967. 411 с.
31. *Преображенский В. П.* Теплотехнические измерения и приборы. М., Энергия, 1978. 703 с.
32. *Равич М. Б.* Эффективность использования топлива. М., Наука, 1977. 344 с.
33. *Распыливание жидкостей/Ю. Ф. Дитякин, Л. А. Клячко, Б. В. Новиков, В. И. Ягодкин.* М., Машиностроение, 1977. 207 с.
34. *Расчет и проектирование теплообменников вязкой жидкости с поверхностью из продольно-ребренных труб:* РТМ 108.030.115—77. М., НПО ЦКТИ, 1977. 35 с.
35. *Романовский В. И.* Основные задачи теории ошибок. М., Гостехиздат, 1947. 116 с.
36. *Руководящие указания по переводу котлоагрегатов, работающих на сернистых жидких топливах в режиме сжигания с предельно малыми избытками воздуха.* М., Союзтехэнерго, 1980. 34 с.
37. *Рыжкин В. Я.* Тепловые электрические станции. М., Энергия, 1976. 447 с.
38. *Сжигание высокосернистых мазутов на электростанциях/Н. И. Верховский, Г. К. Красноселов, Е. В. Машинлов, Л. М. Цирульников.* М., Энергия, 1970. 448 с.
39. *Сидельковский Л. Н., Юренев В. Н.* Парогенераторы промышленных предприятий. М., Энергия, 1978. 336 с.
40. *Спейшер В. А., Горбаненко А. Д.* Повышение эффективности использования газа и мазута в энергетических установках. М., Энергоиздат, 1982. 239 с.
41. *Сторожук Я. П., Ожигов Г. Е.* Обзор материалов по газомазутным горелочным устройствам зарубежных фирм. Л., Тр. ЦКТИ, 1975, вып. 128.
42. *Сторожук Я. П., Павлов В. А.* Процессы распыливания и смесеобразования при сжигании мазута в топках паровых котлов.— В кн.: Опыт сжигания мазута и газа на электростанциях. М., Энергия, 1968, с. 46—71.
43. *Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод).* М., Энергия, 1973. 295 с.
4. *Трембовля В. И., Фингер Е. Д., Авдеева А. А.* Теплотехнические испытания котельных установок. М., Энергия, 1977. 297 с.

45. Турчин Н. Я. Монтаж оборудования газового и мазутного хозяйства тепловых электростанций. М., Энергониздат, 1981. 102 с.
46. Файерштейн Л. М., Этинген Л. Е., Гохбойм Г. Г. Справочник по автоматизации котельных. М., Энергия, 1977. 343 с.
47. Щучинский С. Х. Арматура с электромагнитным приводом. Обзорная информация. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1978. 68 с.
48. Энергетическое топливо СССР. М., Энергия, 1979. 126 с.
49. Эстеркин Р. И., Иссерлин А. С., Певзнер М. И. Теплотехнические измерения при сжигании газового и жидкого топлива. Л., Недра, 1981. 424 с.
50. De — NO_x system from oil firing utility (for chubu Electric Power Co, Chita P/S unit № 4.— Mitsubishi Heavy ind Techn. Rev., 1981, 18, № 1, 73—75.
51. Diderichs F. Einflußgrößen bei der Bildung von Feststoffen in Abgasen von olgefeuerten Wörmeereugern.— VDI-Ber., 1977, № 286.
52. Shaw J. H., Zoschak R. J. Environmentally acceptable direct use of heavy fuels.— Proc. 10th World Petrol. Congr. Vol. 4, London e. a., 1980, 195—202.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Физико-химические свойства нефти и мазутов. Присадки	4
§ 1.1. Нефть, ее состав, переработка	—
§ 1.2. Состав мазутов	5
§ 1.3. Физические свойства мазутов	8
§ 1.4. Марки и классификация мазутов	17
§ 1.5. Присадки, способы ввода их	—
Глава 2. Процессы горения жидкого топлива	24
§ 2.1. Принципы организации сжигания жидкого топлива	—
§ 2.2. Физико-химические основы процесса горения	28
§ 2.3. Основы практической теории горения жидкого топлива	29
§ 2.4. Основные расчетные формулы	33
Глава 3. Теория и расчет центробежных форсунок	38
§ 3.1. Теория центробежной форсунки	—
§ 3.2. Течение реальной жидкости через центробежную форсунку	43
§ 3.3. Выбор рациональных размеров завихрителя и расчет простых форсунок для реальной жидкости	49
§ 3.4. Дисперсионные характеристики	56
§ 3.5. Конструкция и характеристики регулируемых центробежных форсунок	61
Глава 4. Горелочные устройства	75
§ 4.1. Классические схемы построения горелочных устройств	—
§ 4.2. Степень крутки воздушного потока	80
§ 4.3. Аэродинамические характеристики факела	85
§ 4.4. Горелки котлов	90
§ 4.5. Форсунки котлов	115
Глава 5. Совместная работа горелок с топочной камерой. Конструкции газомазутных котлов	139
§ 5.1. Топочно-горелочные устройства	—
§ 5.2. Расчет длины факела	144
§ 5.3. Механическая неполнота сгорания	147
§ 5.4. Химическая неполнота сгорания	149
§ 5.5. Работа котлов с малыми и предельно малыми избытками воздуха	152
§ 5.6. Газомазутные котлы	154
Глава 6. Вредные выбросы в атмосферу и коррозия котлов	176
§ 6.1. Сернистый и серный ангидриды	—
§ 6.2. Оксиды азота	180
§ 6.3. Методы борьбы с вредными выбросами в атмосферу	187

§ 6.4. Высокотемпературная коррозия	191
§ 6.5. Низкотемпературная коррозия	194
Глава 7. Контрольно-измерительные приборы и схемы автоматизации	198
§ 7.1. Измерительные приборы и аппаратура для контроля и автоматического регулирования при сжигании мазута с малыми и предельно малыми избытками воздуха	—
§ 7.2. Автоматические системы регулирования при сжигании мазута с предельно малыми избытками воздуха	200
§ 7.3. Система автоматического регулирования процесса горения с регулятором избытка воздуха и дополнительными регулирующими органами малой подачи топлива	202
§ 7.4. Защита при погасании факела и защитно-запальные устройства горелок котлов	204
§ 7.5. Кислородомер магнитный автоматический	209
§ 7.6. Дымомер	212
§ 7.7. Хроматографические методы газового анализа	217
§ 7.8. Измерение расходов мазута	221
Глава 8. Некоторые вопросы наладки парогенераторов	229
§ 8.1. Условия проведения испытаний	—
§ 8.2. Тарировка форсунок	230
§ 8.3. Тарировка воздухопроводов	231
§ 8.4. Установление и устранение присосов воздуха	234
§ 8.5. Приборы, применяемые при проведении режимно-наладочных испытаний	237
§ 8.6. Погрешность определения потерь тепла с уходящими газами	242
Глава 9. Транспорт и хранение мазутов. Мазутное хозяйство и его оборудование	248
§ 9.1. Доставка и слив	—
§ 9.2. Мазутное хозяйство	254
§ 9.3. Схемы мазутного хозяйства	259
§ 9.4. Подогреватели мазута	263
§ 9.5. Насосы	280
§ 9.6. Фильтры	296
§ 9.7. Регулирующие клапаны	297
Список литературы	300